

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů



Optimalizace vícestupňových ozubených převodů změnou geometrických parametrů a rozdělením převodových poměrů

Optimization of multistage gear transmissions by changing of geometrical parameters and by a gear ratios distribution

Autoreferát disertační práce

Ostrava, 2016

©Zdeněk Klos

ISBN 978-80-248-3956-1

OBSAH

ÚVOD	4
1 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE	5
2 AKTUÁLNÍ ŘEŠENÍ PROBLEMATIKY.....	6
3 PREPROCESING OPTIMALIZACE	8
3.1 Definice klíčových rozměrů převodu.....	8
3.2 Konfigurace převodovky.....	12
3.3 Cílové funkce optimalizační úlohy	14
3.4 Mezní podmínky optimalizační úlohy.....	15
3.5 Konverze do programovacího jazyka	18
4 PROCESING OPTIMALIZACE	19
5 POSTPROCESING OPTIMALIZACE.....	21
5.1 Kompletní geometrický a konstrukční návrh.....	21
5.2 Převáděcí a kontrolní úloha	22
5.3 Pevnostní kontrola	23
6 SHRUTÍ ŘEŠENÍ OPTIMALIZAČNÍ ÚLOHY	24
7 OPTIMALIZACE PŘEVODOVKY MTC63	25
7.1 Rekonstrukce ozubení převodovky MTC63.....	27
7.2 Optimalizace ozubení převodovky MTC63	28
7.3 Diskuze řešení optimalizace ozubení převodovky MTC63	31
8 VYTÝČENÍ SMĚRU DALŠÍHO VÝZKUMU	33
9 ZÁVĚR.....	34
ABSTRACT	35
SEZNAM PRAMENŮ	36
VLASTNÍ PRÁCE AUTORA	38
ŽIVOTOPIS.....	39
CURRICULUM VITAE.....	40

ÚVOD

Převodovky jsou integrální součástí většiny dnešních pohonů. V mechanických pohonech fungují jako transformátory, které mají za úkol změnu hodnot kinematických a mechanických veličin na výstupu motoru na optimální úroveň vhodnou pro poháněný pracovní stroj. V tomto případě se jedná o motorický režim. Analogicky to platí i pro pohony v generátorickém režimu.

V mnoha případech jsou převody realizovány prostřednictvím tvarové vazby evolventního ozubení. V průmyslových aplikacích se nejčastěji jedná o reduktory pro pohony dopravníků, čerpadel, kalandrů, válcovacích stolic, ventilátorů, kompresorů, obráběcích strojů apod. V dopravních aplikacích se to týká reduktorů v pohonech automobilů, železničních a tramvajových náprav apod. Multiplikátory s evolventními převody se v průmyslových aplikacích vyskytují výrazně méně.

Maximální velikost převodového poměru jednoduchého evolventního převodu je fyzikálně a technologicky omezena. Pokud je nutné dosáhnout většího převodového poměru než je přípustná hodnota pro jednoduchý převod, je nezbytné převodovku zkonstruovat jako řetězec navzájem propojených jednoduchých dílčích převodů. Taková převodovka je nazývána „vícestupňovou“, kde každý dílčí převod představuje jeden stupeň. Optimální konstrukce vícestupňových převodovek je komplexní inženýrskou úlohou vyžadující nasazení výpočetní techniky a praktickou zkušenost projektanta.

Disertační práce se v teoretické části zaměřuje na odvození a praktické řešení takovéto inženýrské úlohy v rámci ucelené metodiky dle vlastního návrhu. Snahou autora je maximálně zjednodušit řešení úlohy využitím aplikačního softwaru, ve kterém jsou naprogramovány rutiny optimalizačních algoritmů. V aplikační části disertační práce je provedena optimalizace katalogové převodovky s cílem prokázat efektivitu navržené metodiky a navrhnout možnosti dalšího rozvoje. V závěru je zhodnocen přínos disertační práce.

1 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

Disertační práce se zabývá optimalizací víceetapových čelních evolventních převodovek se zaměřením na optimalizaci zástavbových rozměrů skříně, hmotových vlastností soustavy převodů a přenášeného jmenovitého zatížení. Optimalizace je realizována změnou geometrických parametrů ozubení, rozdělením celkového převodového poměru převodovky na dílčí převody, popřípadě i změnou polohy hřídelí. Cíle disertační práce lze stručně shrnout do následujících bodů:

- průzkum aktuálního stavu řešení problematiky,
- stručný úvod do teorie optimalizace mechanických soustav,
- odvození obecné metodiky pro sestavení optimalizační úlohy pro víceetapové čelní převodovky,
- vytvoření optimalizačních podprogramů pro vybrané základní druhy čelních převodovek,
- optimalizace ozubení katalogové převodovky pomocí navržené metodiky,
- vyhodnocení efektivity navržené metodiky,
- vytýčení směrů dalšího rozvoje metodiky,
- závěrečné zhodnocení a přínos disertační práce.

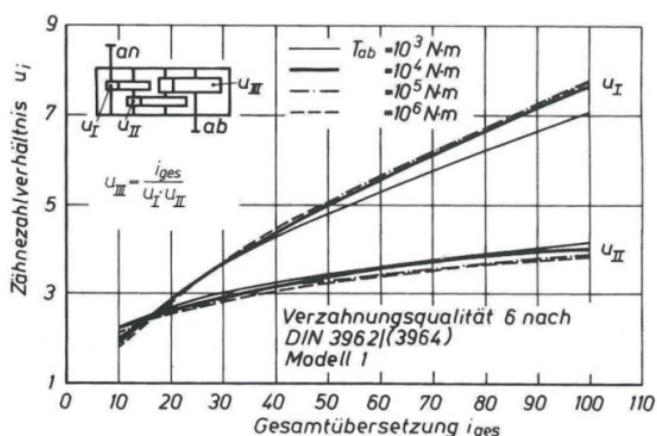
Autor doufá, že se disertační práce stane užitečnou pomůckou pro návrh a konstrukci převodovek v průmyslu a vhodným výukovým materiálem pro studenty na fakultě strojní VŠB – Technické univerzitě Ostrava.

2 AKTUÁLNÍ ŘEŠENÍ PROBLEMATIKY

Optimální konstruování převodovek je v současnosti řešeno dvěma rozdílnými přístupy. Prvým způsobem je konstrukční návrh pomocí odborného odhadu. Druhý způsob je realizován na základě vlastního optimalizačního výpočtu.

Optimální návrh převodovky na základě odborného odhadu se uplatňoval především v minulosti před nástupem výpočetní techniky na konci druhé poloviny 20. stol. Protože bylo velmi obtížné postihnout všechny relevantní vstupní parametry pro návrh vícešupňových převodůk, zaměřil se výzkum především na vyšetření vlivu rozdělení celkového převodového poměru převodovky na dílčí převodové poměry. Tento faktor je považován za dominantní, viz [2], protože nejvýznamněji ovlivňuje kvalitativní parametry převodovky z hlediska zástavbových rozměrů skříně, hmotových vlastností převodů apod. Výstupy takovýchto výzkumů byly realizovány do formy grafů, diagramů, tabulek, aproximačních vztahů apod. Tyto výstupy je tedy možno v širším měřítku chápat jako „citlivostní analýzy“, ve kterých se vyhodnocuje chování systému na základě změny některého z parametrů. V tomto případě to je optimální rozdělení celkového převodového poměru na jednotlivé dílčí převodové stupně dle zvoleného optimalizačního kritéria.

Tyto citlivostní analýzy se objevují v odborných publikacích zaměřených na teorii ozubení a převodů. Jako příklad je uveden na obr. 2.1 graf optimálního rozdělení celkového převodového poměru na dílčí převodové poměry z hlediska minimální hmotnosti tříšupňové čelní převodovky z [14]. Jsou také dostupné na internetu v podobě odborných příspěvků, viz [7, 8]. Postup práce je v tomto případě triviální. Na základě celkového převodového poměru a dle určeného optimalizačního kritéria projektant zvolí pomocí podkladů z odborné literatury dílčí převodové poměry, popř. i jiné parametry ozubení. Poté projektant při návrhu a kontrole jednotlivých strojních skupin již postupuje standardně.

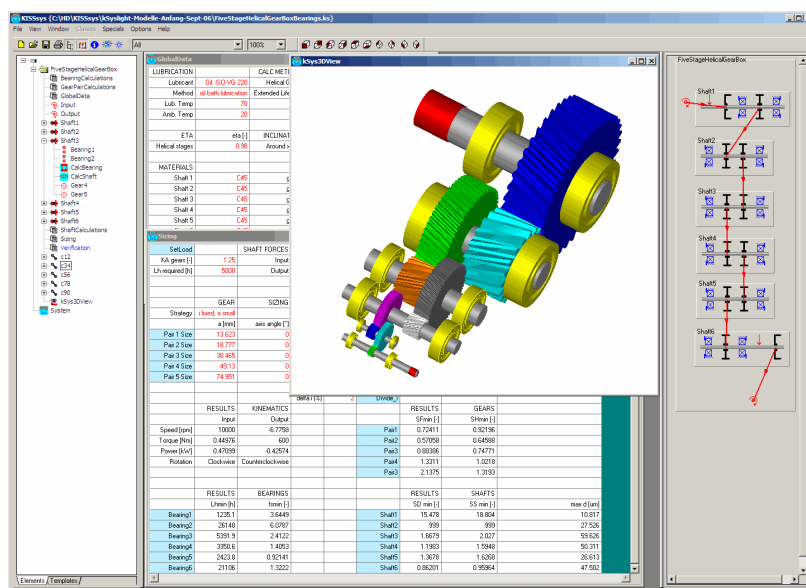


Obr. 2.1 Graf optimálního rozdělení celkového převodového poměru na dílčí převodové poměry z hlediska minimální hmotnosti tříšupňové čelní převodovky

Na Katedře částí a mechanismů strojů VŠB – TUO, viz [12], se dlouhodobě zabýval optimalizací převodovek prof. Ing. Vladimír Vnuk, DrSc. Jeho výzkum a četné příspěvky jsou shrnuty v doktorské práci [2]. Kombinatorickým metodám optimalizace převodovek se na tomtéž pracovišti věnuje prof. Dr. Ing. Miloš Němček, viz [15]. Autor di-

sertační práce se věnoval citlivostním analýzám souvisejícím s optimálním navrhováním vícestupňových převodovek v příspěvcích [21, 22, 23].

V případě návrhu převodovky pomocí vlastního optimalizačního výpočtu je určujícím faktorem vhodný aplikační software, ve kterém má být výpočet proveden. Dnes již existuje specializovaný software určený pro optimalizaci převodovek. Z těchto vyniká software GPK, viz [11]. Na obr. 2.2 je rozhraní softwaru GPK, ze kterého je zřejmé, že se v tomto případě jedná o optimalizaci pětistupňové čelní převodovky. Za povšimnutí stojí v pravém sektoru obrázku naznačený tok mechanické energie jednotlivými převodovými stupni.



Obr. 2.2 Rozhraní softwaru GPK

Další možností je použití univerzálního matematického softwaru, který samozřejmě není primárně určen pro výpočty převodovek. Nicméně v rámci tohoto softwaru je možné naprogramovat optimalizační rutiny, které lze použít při výpočtu vlastních uživatelem definovaných optimalizačních úloh. V ideálním případě jsou optimalizační rutiny již integrální součástí matematického softwaru. Tento postup je použit v disertační práci a jako aplikační software je zvolen MATLAB, viz [19].

Výhodou použití univerzálního matematického softwaru je naprostá volnost v definici vlastní optimalizační úlohy, která je omezena pouze schopnostmi projektanta jako programátora a robustností matematického softwaru. Naproti tomu je speciální optimalizační software vždy nějakým způsobem omezen svým původním programováním. Nevýhodou použití univerzálního matematického softwaru je značná pracnost při definování optimalizační úlohy pro každé konkrétní zadání, které je jinak při použití specializovaného optimalizačního softwaru zjednodušeno a standardizováno.

Řešení optimalizační úlohy je v disertační práci rozděleno do tří samostatných bloků. Prvním blokem je preprocessing optimalizace, který představuje jakousi přípravu optimalizačního výpočtu, viz kap. 3. Pod pojmem processing optimalizace se rozumí vlastní optimalizační výpočet, který je proveden v aplikačním softwaru, viz kap. 4. Poslední fází řešení úlohy je postprocessing optimalizace, ve kterém jsou zpracována „surová“ data získaná výpočtem v processingu do konečné podoby, a úloha je ukončena, viz kap. 5.

3 PREPROCESING OPTIMALIZACE

V disertační práci je tzv. „*preprocessing optimalizace*“, dále jen preprocessing, názvem pro souhrnnou definici optimalizační úlohy. Definice zahrnuje odvození cílové funkce a sestavení souboru mezních podmínek úlohy. Děje se tak na základě matematického popisu zjednodušeného fyzikálního modelu soustavy čelních evolventních převodů. Preprocessing je rozdělen na dvě fáze. První fáze spočívá v kompletním odvození úlohy obrazně „*na papíře*“, čímž je myšleno odvození vztahů, rozkreslení schémat apod. Podstatou druhé fáze je konverze a zápis výstupů první fáze do programovacího jazyka aplikačního softwaru [19].

Převodovkami jsou v disertační práci míněny reduktory pro průmyslové a drážní aplikace složené z jednoduchých čelních evolventních převodů bez vložených kol s použitím základního profilu ozubení dle [3]. Představená metodika dává podrobný návod, jak postupovat při sestavení a řešení optimalizační úlohy pro převodovku s libovolným počtem převodových stupňů a typu konfigurace. Pojmem konfigurace je v disertační práci označen systém sestavení a rozložení jednotlivých převodů v převodovce, dále v kap. 3.2.

Optimalizační úlohy jsou v disertační práci rozděleny podle povahy cílové funkce na dva typy. U prvního typu úlohy představují cílovou funkci rozměry zástavbového prostoru skříně převodovky a dále pak hmotnost a moment setrvačnosti soustavy ozubených kol. V tomto případě jsou cílové funkce minimalizovány, tj. optimalizační úloha hledá minimum funkce. Tato úloha je vhodná pro návrh nových převodovek a je také nazývána úlohou „*návrhovou*“. U druhého typu představuje cílovou funkci pouze přenášené jmenovité zatížení převodovky. V tomto případě je výkon, který reprezentuje jmenovité zatížení, maximalizován, tj. optimalizační úloha hledá maximum funkce. Tato úloha je vhodná pro optimalizaci již existujících převodovek a je také nazývána úlohou „*vlastní optimalizace*“. Dále je v disertační práci návrhová úloha zjednodušeně označena jako „*první typ*“ úlohy a úloha vlastní optimalizace jako „*druhý typ*“ úlohy.

3.1 Definice klíčových rozměrů převodu

Pomocí klíčových rozměrů je popsán matematický model převodovky, a proto je určení klíčových rozměrů ozubených převodů primární krok při sestavení optimalizační úlohy. Běžně používané vztahy pro definici rozměrů ozubených kol podle teorie částí a mechanismů strojů, dále jen jako teorie ČaMS, nejsou vhodné.

Problematická je zejména veličina normálního modulu m_n , jednotka je v mm. Ten je definován pro normalizovaný profil tabulkou hodnot, např. dle [4]. Obdobný problém představují počty zubů jednotlivých kol, které mohou nabývat pouze celočíselných hodnot. Obvykle je taková úloha řešena ve spojitém oboru a na konci výpočtu jsou normální moduly a počty zubů kol zaokrouhleny k nejbližší vhodné hodnotě. Tím ovšem vzniká nebezpečí, že se konečné výsledky úlohy významně vzdálí od globálního optima. V disertační práci jsou proto klíčové rozměry ozubených převodů převedeny na funkce spojitých proměnných.

K definici klíčových rozměrů jednotlivých převodů jako funkci spojitých proměnných je použito vztahu pro výpočet bezpečnosti proti únavovému poškození ozubení v dotyku, tzv. „*pittingu*“, dle [6]. Obdobného postupu je rovněž použito v [8]. V textu je obecný převod v řetězci převodů označován indexem i jako i -tý převod. Konečný počet stupňů je obecně označen písmenem j . V disertační práci je počet stupňů omezen na čtyři, ale teoreticky může nabývat libovolné hodnoty celého kladného čísla.

Za nejdůležitější klíčový rozměr se považuje roztečný průměr pastorku. Pomocí něj lze další klíčové rozměry ozubeného převodu odvodit či odhadnout. Převedení roztečného průměru pastorku na funkci spojitých proměnných je provedeno nejprve pro úlohu prvního typu, viz vztah 3.1. Odvození je provedeno pomocí algebraických úprav na základě teorie částí a mechanismů strojů, dále teorie ČaMS.

Veličina F_i je tzv. „*funkční tvar proměnných i -tého převodu*“, který je sestaven z proměnných optimalizační úlohy, viz vztah 3.2. Protože tyto proměnné určují velikost a tvar ozubených kol, jsou nazývány „*tvarové proměnné*“.

Dále pak je definována tzv. „*rozměrová konstanta i -tého převodu*“ C_i dle vztahu 3.4, která představuje hlavní konstantu převodu. Tato konstanta je sestavena z dílčích konstant, viz 3.5 až 3.8.

Roztečný průměr pastorku i -tého převodu; úloha prvního typu

- jednotka je v mm.

$$d_{1,i} = C_i \cdot F_i \quad (3.1)$$

Funkční tvar proměnných i -tého převodu

- jednotka je bezrozměrná.

$$F_i = \left(\frac{(u_i + 1) \cdot q_{i+1}}{u_i \cdot \cos \beta_i \cdot \psi_{mi}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.2)$$

u_i – dílčí převodový poměr i -tého převodu, jednotka je bezrozměrná,

ψ_{mi} – poměrná šířka soukolí i -tého převodu, jednotka je bezrozměrná,

β_i – úhel sklonu zubů i -tého převodu, jednotka je ve stupních,

q_i – dílčí kumulovaný převodový poměr i -tého převodu, jednotka je bezrozměrná.

Veličina q vyjadřuje účinek předešlých převodových stupňů na silové a kinematické parametry aktuálního převodu. Tato definice je shodná s definicí uvedenou v [15]. K potřebě úlohy je tato veličina vztažena na jednotlivé hřídele převodovky. Dílčí kumulovaný převodový poměr na vstupní hřídeli je nazván nulovým q_0 a je roven jedné. Dílčí kumulovaný převodový poměr na i -tém převodu q_i je dán rekurentním vztahem 3.3. Na výstupní hřídeli bude hodnota dílčího kumulovaného převodu q_j rovna celkovému převodovému poměru převodovky u_c .

$$q_i = q_{i-1} \cdot u_i \quad (3.3)$$

Rozměrová konstanta i-tého převodu C_i

- jednotka je v mm.

$$C_i = \left(\frac{B_k \cdot P_{j+1} \cdot z_{2,i-1}}{A_{ki} \cdot n_1 \cdot \lambda_i} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.4)$$

n_1 – otáčky vstupní hřídele, jednotka je v min^{-1} ,

P_{j+1} – výkon na výstupní hřídeli převodovky, jednotka je v kW,

$z_{2,i-1}$ – počet zubů pastorku i-tého převodu, jednotka je bezrozměrná,

λ_i - dílčí kumulovaná účinnost na i-té hřídeli, jednotka je bezrozměrná.

Veličina λ vyjadřuje vliv postupného maření energie na jednotlivých převodových stupních. Předpokládá se, že na výstupní hřídeli je kumulovaná účinnost λ_{j+1} převodovky rovna jedné. Potom na všech předcházejících převodových stupních musí docházet ke ztrátám. Na i-té hřídeli je potom dílčí kumulovaná účinnost λ_i dána rekurentním vztahem 3.5. Na vstupní hřídeli je dílčí kumulovaná účinnost λ_1 rovna celkové účinnosti převodovky η_c .

$$\lambda_i = \eta_i \cdot \lambda_{i+1} \quad (3.5)$$

η_i – účinnost i-tého převodového stupně, zahrnuje vliv účinnosti evolventního ozubení, ložisek, brodění v mazivu apod., jednotka je bezrozměrná.

Pomocná převodní konstanta B_k

- jednotka je bezrozměrná.

$$B_k = \frac{6 \cdot 10^7}{\pi} \quad (3.6)$$

Pomocná konstanta i-tého převodu A_{ki}

- jednotka je v MPa.

$$A_{ki} = \left(\frac{\sigma_{Hlim i}}{S_{Hi}} \cdot \frac{Z_{Li} \cdot Z_{Ri} \cdot Z_{\epsilon i}}{Z_{Ei} \cdot Z_{Hi} \cdot Z_{\beta i}} \right)^2 \cdot \frac{1}{K_{Hi}} \quad (3.7)$$

$\sigma_{Hlim i}$ – mez únavy v dotyku materiálu pastorku i-tého převodu, jednotka je v MPa,

S_{Hi} – bezpečnost v dotyku i-tého převodu, jednotka je bezrozměrná,

Z_{Ei} – součinitel mechanických vlastností materiálů i-tého převodu, jednotka je v $\text{MPa}^{1/2}$,

Z_{Hi} – součinitel tvaru zubu v dotyku i-tého převodu, jednotka je bezrozměrná,

$Z_{\epsilon i}$ – součinitel součtové délky dotykových křivek boků v dotyku i-tého převodu, jednotka je bezrozměrná,

$Z_{Li} \cdot Z_{Ri} \cdot Z_{\beta i}$ – součinitele vlivu maziva, drsnosti povrchu boku zubu a obvodové rychlosti i-tého převodu, jednotka je bezrozměrná.

Součinitel přídavných zatížení v dotyku i-tého převodu

- jednotka je bezrozměrná,

$$K_{Hi} = K_A \cdot K_{Hvi} \cdot K_{H\alpha i} \cdot K_{H\beta i} \quad (3.8)$$

$K_{H\alpha i}$ – součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů v dotyku i-tého převodu, jednotka je bezrozměrná,

$K_{H\beta i}$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu podél šířky v dotyku i-tého převodu, jednotka je bezrozměrná,

K_{Hvi} – součinitel vnitřních dynamických sil v dotyku i-tého převodu, jednotka je bezrozměrná,

K_A – součinitel vnějších dynamických sil, jednotka je bezrozměrná.

Převedení rozměru roztečného průměru pastorku pro úlohu druhého typu na funkce spojitých proměnných je provedeno následně:

Pokud je z rozměrové konstanty i-tého převodu C_i , viz vztah 3.4, separován výkon P_{j+1} , vzniká tzv. „rozměrová konstanta i-tého převodu“ E_i dle vztahu 3.9. Pro zjednodušení je třetí odmocnina výkonu P_{j+1} definována jako „redukovaný výkon“ s dle vztahu 3.10. Součin funkčního tvaru proměnných i-tého převodu F_i a rozměrové konstanty i-tého převodu E_i definuje tzv. „fragment roztečného průměru pastorku i-tého převodu“ $fd_{1,i}$ dle vztahu 3.11.

Rozměrová konstanta i-tého převodu E_i

- jednotka je v $\text{mm/kW}^{1/3}$.

$$E_i = \left(\frac{B_k \cdot z_{2,i-1}}{A_{ki} \cdot \lambda_i \cdot n_1} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.9)$$

Redukovaný výkon

- jednotka je v $\text{kW}^{1/3}$.

$$s = P_{j+1}^{\frac{1}{3}} \quad (3.10)$$

Fragment roztečného průměru pastorku i-tého převodu

- jednotka je $\text{mm/kW}^{1/3}$.

$$fd_{1,i} = E_i \cdot F_i \quad (3.11)$$

Roztečný průměr pastorku i-tého převodu $d_{1,i}$, který je definován jako součin fragmentu roztečného průměru i-tého převodu $fd_{1,i}$ a redukovaného výkonu s , je dán vztahem 3.12. Tento vztah je použit v úlohách druhého typu. Dále jsou doplněny převodní vztahy 3.13 a 3.14.

Roztečný průměr pastorku i-tého převodu; úloha druhého typu

$$d_{1,i} = s \cdot fd_{1,i} \quad (3.12)$$

$$d_{1,i} = s \cdot E_i \cdot F_i \quad (3.13)$$

$$C_i = s \cdot E_i \quad (3.14)$$

Na základě roztečného průměru pastorku i -tého převodu $d_{1,i}$ je možné odvodit nebo odhadnout všechny rozměry ozubení, které určují tvar a rozměry ozubených kol všech převodů převodovky. To se netýká korekcí, bočních vůlí apod. Kvalitativní vliv korekcí ozubených kol na únosnost ozubení je zahrnut nepřímo přes součinitel tvaru zubu v dotyku Z_H , viz vztah 3.7. Pro potřeby optimalizačního výpočtu jsou valivé a roztečné průměry ztotožněny. Vliv korekcí na rozměry kol a na rozměry převodovky je zanedbán.

Konvence označení

Pro zjednodušení popisu, o který typ převodovky a úlohy se jedná, je zavedena konvence označení v následujícím tvaru:

X-Y-Z

kde:

X - počet stupňů převodovky; duplikuje j ,

Y - typ převodovky dle konfigurace, viz kap. 3.2,

Z - typ optimalizační úlohy.

Potom označení např. úlohy vlastní optimalizace čtyřstupňové převodovky konfigurace typu B bude 4-B-2. Samotné označení typu převodovky potom bude 4-B.

3.2 Konfigurace převodovky

Konfigurací převodovky je myšlen systém prostorového sestavení jednotlivých dílčích převodů v převodovce vůči sobě navzájem. V teoretické části disertační práce jsou rozlišeny dva základní typy konfigurací:

- čelní převodovky „rovinné“, kdy všechny osy hřídelí leží v jedné rovině, typ A,
- čelní převodovky „prostorové“, kdy osy hřídelí neleží v jedné rovině, typ B.

Formálně je typ konfigurace A zvláštní případ konfigurace typu B, ale pro větší přehlednost jsou úlohy takto uvedeny. Další dělení převodovek je možné podle počtu dílčích převodových stupňů. Převodovka teoreticky může mít jakýkoliv počet dílčích převodových stupňů. V disertační práci je tento počet omezen na čtyři stupně.

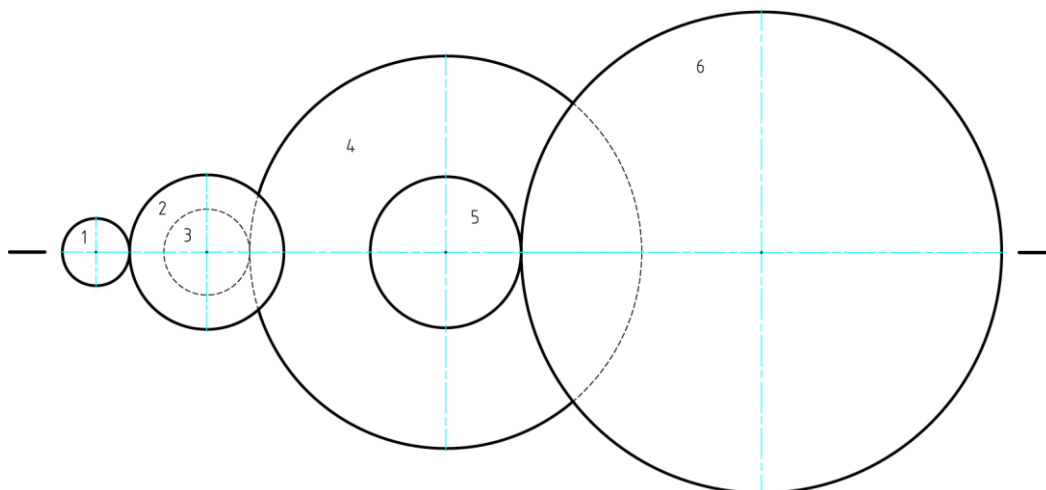
Jako příklad je popsána převodovka typu 3-A a 3-B na obr. 3.1 až obr. 3.3. Konfigurace typu B je volena jako „střídavá“ a princip je patrný z obr. 3.2. Obr. 3.3 popisuje osový průřez, který je pro konfigurační typ A a B shodný. Pro zachování přehlednosti není v průřezu použito šrafování ozubených kol. Obrázky uvedené v dalším textu jsou vytvořeny v [16], pokud není uvedeno jinak.

Pro konfigurační typ B je nezbytné zavést proměnné, které popisují polohu osy hřídelí v prostoru, respektive v rovině. Tyto proměnné jsou nazývány „konfigurační“. Pro konfigurační proměnné je definován pravoúhlý souřadný systém, kde délková souřadnice je určena proměnnou x a výšková souřadnice je určena proměnnou y . Souřadnicový

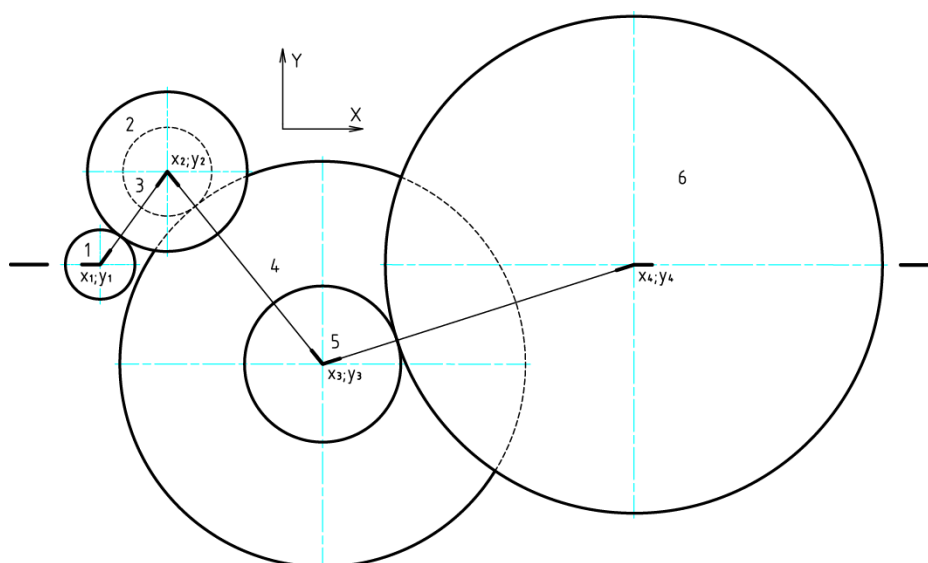
systém a řešení uspořádání v prostoru pro převodovky konfiguračního typu B je převzat z [7]. Polohy souřadnic x a y jsou uvedeny v jednotce mm.

Je volen následující popis obr. 3.1 až obr. 3.3:

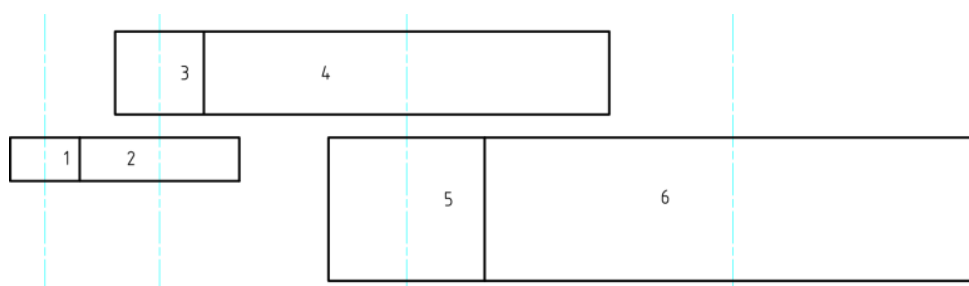
1 – pastorek prvního převodu; 2 – kolo prvního převodu; 3 – pastorek druhého převodu; 4 – kolo druhého převodu; 5 – pastorek třetího převodu; 6 – kolo třetího převodu;
 $x_1; y_1$ – poloha prvního hřídele, $x_2; y_2$ – poloha druhého hřídele, $x_3; y_3$ – poloha třetího hřídele, $x_4; y_4$ – poloha čtvrtého hřídele.



Obr. 3.1 Konfigurační schéma třístupňové převodovky typu 3-A v profilu



Obr. 3.2 Konfigurační schéma třístupňové převodovky typu 3-B v profilu



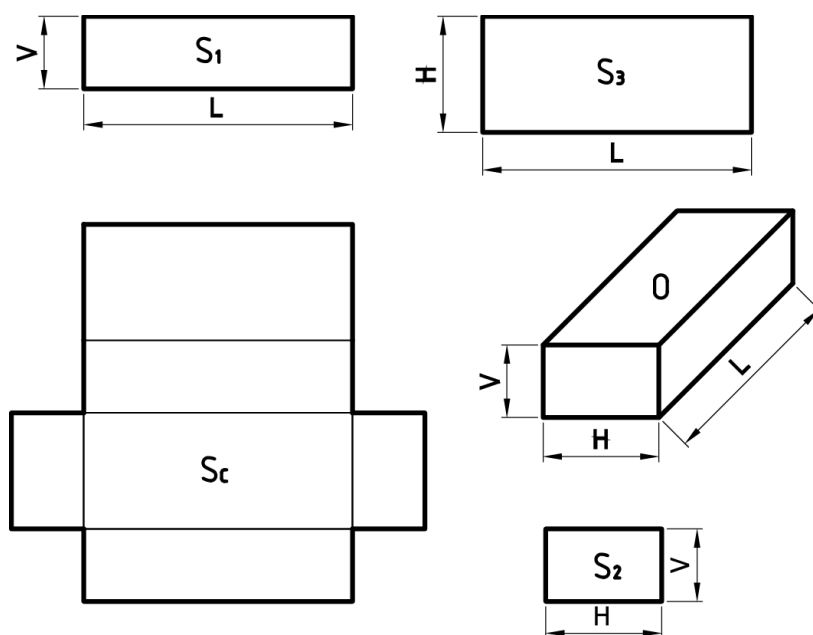
Obr. 3.3 Konfigurační schéma třístupňové převodovky typu 3-A a 3-B v osovému průřezu

3.3 Cílové funkce optimalizační úlohy

Je-li kolem soustavy ozubených kol vytvořena obálka ve formě kvádru, tak tento pomyslný kvádr reprezentuje zástavbový prostor převodovky. Cílové funkce úlohy prvního typu definují rozměry, plochu pláště a objem zástavbového prostoru skříně převodovky nebo hmotové vlastnosti soustav převodů. Na obr. 3.4 je zobrazen takovýto zástavbový prostor převodovky ve formě kvádru.

Pokud jsou definovány jednotlivé rozměry zástavbového prostoru skříně převodovky, tedy délka L , šířka H a výška V , lze určit i plošná kritéria S_1 , S_2 , S_3 . Plošná kritéria reprezentují části pláště zástavbového prostoru, viz obr. 3.4. Kompletní plochu pláště zástavbového prostoru reprezentuje veličina S_c . Objem zástavbového prostoru definuje veličina O . Pro rozměry L , H a V platí, že jednotka je v mm. Pro plochu pláště S_1 , S_2 , S_3 a S_c platí, že jednotka je v mm². Pro objem O platí, že jednotka je v mm³.

Za hmotové vlastnosti jsou považovány celková hmotnost soustavy převodů M_C v kg a moment setrvačnosti soustavy převodů redukovaný na vstupní hřídel převodovky J_{red} v kgm². Tvar ozubených kol je zidealizován do prostých válců, kdy patní a roztečné průměry jsou sjednoceny do hlavových průměrů. Pro výpočet M_C a J_{red} je nutné určit součinitelé odlehčení momentu setrvačnosti θ a hmotnosti μ pro jednotlivá ozubená kola. Ty zde vystupují jako opravné součinitele, které nahrazují vliv tvarové členitosti na hmotové vlastnosti ozubených kol.



Obr. 3.4 Schéma popisu rozměrů, části pláště a objemu kvádru vymežující zástavbový prostor převodovky

Úloha druhého typu je vhodná pro optimalizaci již existujících převodovek, u kterých je prováděn tzv. „redesign“ za účelem zvýšení hodnoty přenášeného jmenovitého zatížení, který také představuje jedinou cílovou funkci pro druhý typ úlohy. To může být případ, kdy je známa zástavba převodovky v pohonu a je deklarován požadavek na náhradu se souběžným požadavkem na navýšení přenášeného jmenovitého zatížení. Obecně je nutné vždy vycházet z konkrétního zadání.

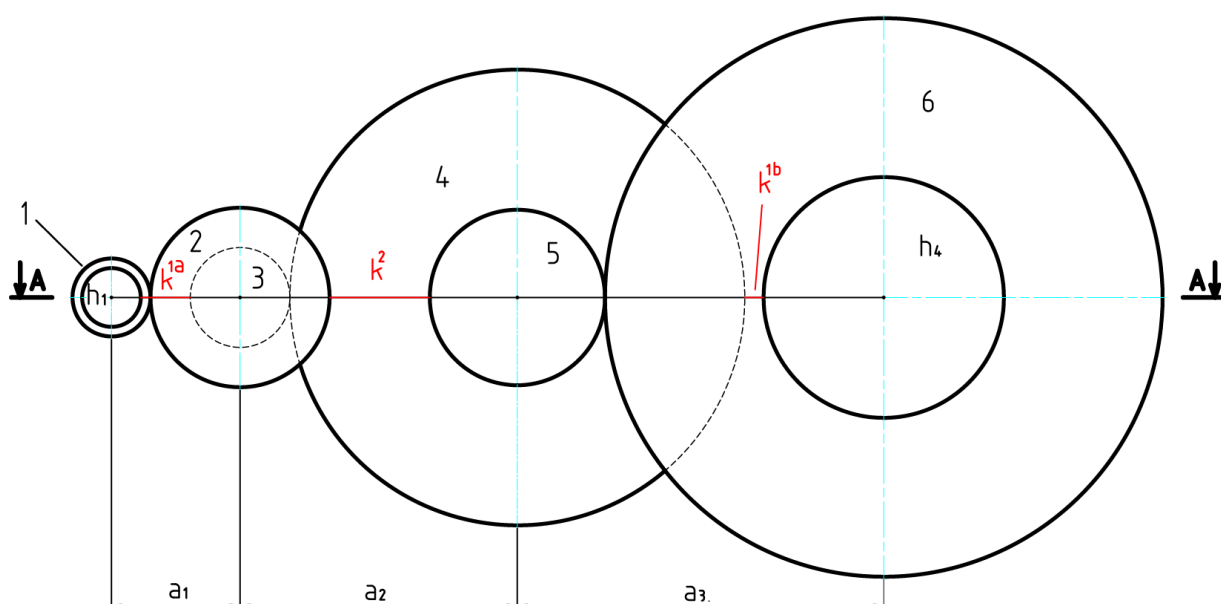
Zadání úlohy druhého typu je formulováno určitými mezními hodnotami. Tyto mezní hodnoty mohou definovat některý z dílčích rozměrů zástavbového prostoru, hmotnost a moment setrvačnosti kol apod. Při definici vztahů pro určení jmenovitého zatížení převodovky prostřednictvím mezních hodnot a rozměrů jsou obvykle použity cílové funkce a další rozměry převodů použité v úlohách prvního typu. Ty jsou převedeny do formy použitelné pro úlohy druhého typu pomocí tzv. „*fragmentace*“. Tím je míněno dosazování rozměrů převodů do dalších vztahů ve tvarech, ve kterých jsou použity fragmenty základních rozměrů, viz vztah 3.12. Dále jsou tyto vztahy algebraicky upraveny a následně je z výrazu separován redukovaný výkon s , který představuje cílovou funkci úlohy druhého typu. Pro situace, kdy nelze redukovaný výkon s algebraicky separovat a je nutné použít metod numerického vyčíslení, je zaveden pojem „*extrakce*“, viz softwarová rutina fzero [10], která slouží k numerickému výpočtu kořene funkce. Pro následné určení výkonu P_{j+1} na výstupní hřídeli se použije vztahu 3.10.

3.4 Mezní podmínky optimalizační úlohy

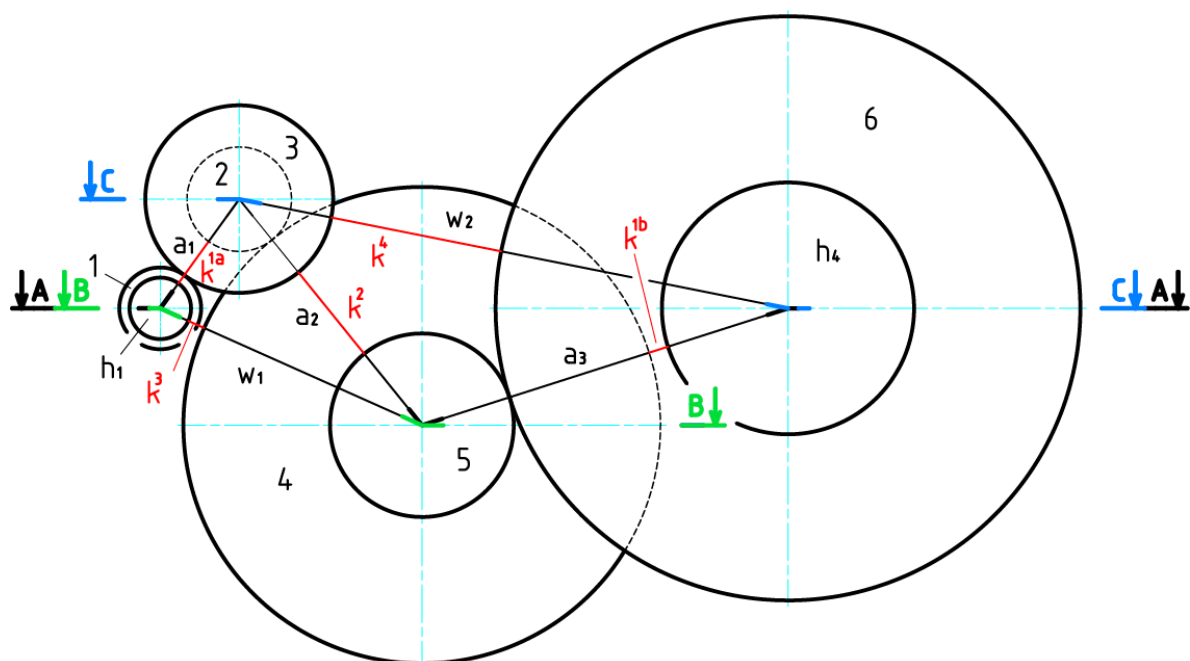
Mezní podmínky definují existenční, konstrukční, technologická, provozní a další omezení, která je nezbytné respektovat při konstrukci a optimalizaci převodovek.

Kolizní podmínky

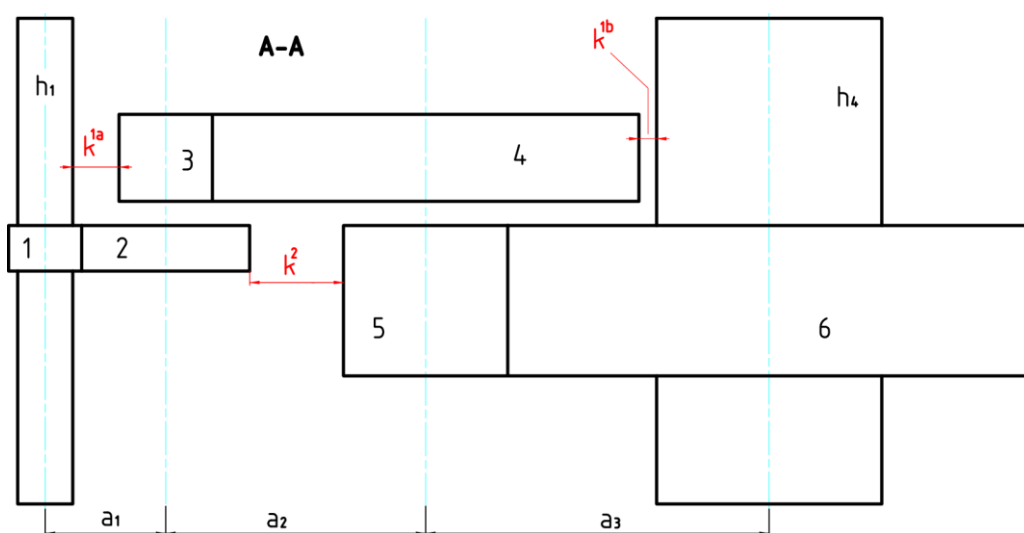
Podmínky dodržení minimálních kolizních vůlí, zjednodušeně „*kolizní podmínky*“, vyplývají z konfigurace převodovky a každá z nich definuje konkrétní požadavek na zabránění vzniku kolize mezi ozubenými koly, popřípadě hřídelemi. Nedodržení těchto podmínek znemožňuje montáž a provoz převodovky. Vyšetření kolizních podmínek je vždy nutné provést pro každé konkrétní provedení. Jsou uvedeny obr. 3.5 až obr. 3.8, na kterých je demonstrováno vyšetření kolizních podmínek. Popis obr. 3.5 až 3.8 vyplývá z popisu uvedeného u obr. 3.1 až 3.3 a doplňuje ho následující: h_1 – vstupní hřídel, h_4 – výstupní hřídel, a_1 – osová vzdálenost prvního převodu, a_2 – osová vzdálenost druhého převodu, a_3 – osová vzdálenost třetího převodu, w_1 , w_2 – pomocné konfigurační rozměry, k^{1a} , k^{1b} , k^2 , k^3 , k^4 – kolizní vůle. Všechny délkové rozměry jsou uvedeny v jednotce mm.



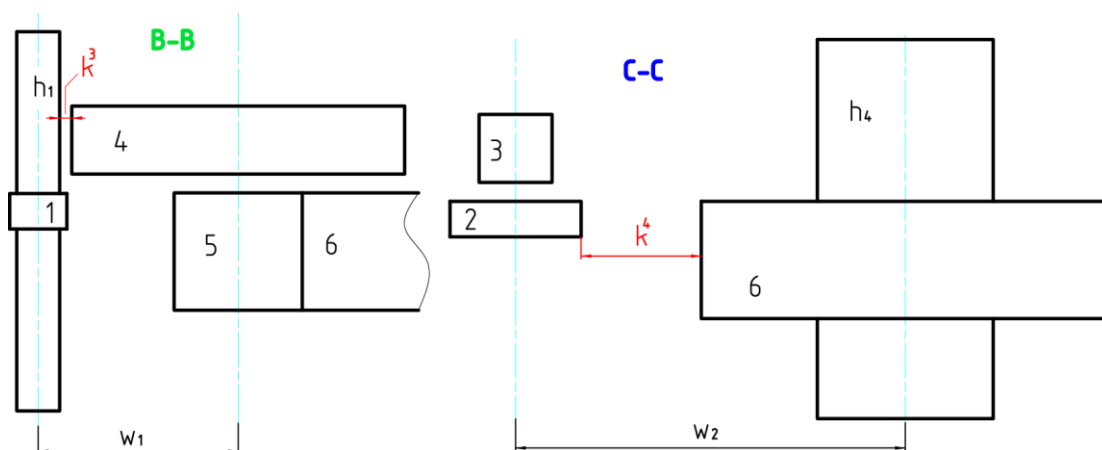
Obr. 3.5 Profilové kolizní schéma převodovky typu 3-A



Obr. 3.6 Profilové kolizní schéma převodovky typu 3-B



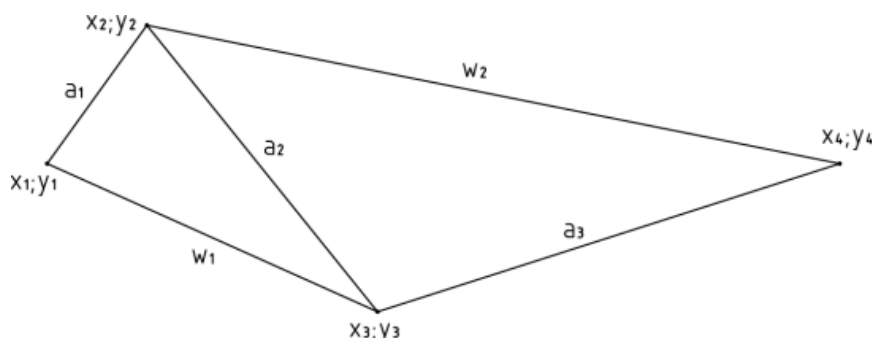
Obr. 3.7 Kolizní schéma průřezem A-A pro převodovku typu 3-A a 3-B



Obr. 3.8 Kolizní schéma průřezem B-B a C-C pro převodovku typu 3-B

Konfigurační podmínky

Tyto podmínky se zaměřují výhradně na převodovky konfiguračního typu B. Jsou-li z obr. 3.6 odstraněny kružnice představující hlavy ozubených kol a kontury hřídelí, zbude pomyslný uzavřený obrazec, tzv. „konfigurační obrazec“, viz obr. 3.9 převodovky 3-B. Na tomto obrazci lze jednoduše odvodit konfigurační podmínky. Klíčovým vztahem pro určení polohy hřídelí a ozubených kol jsou rovnice kontinuity pro osové vzdálenosti převodů dané vztahem 3.15.



Obr. 3.9 Konfigurační obrazec převodovky typu 3-B

Rovnice kontinuity osové vzdálenosti i-tého převodu

$$a_i = \sqrt{\left(\sum_{j=1}^i x_{j+1} - x_j \right)^2 + \left(\sum_{j=1}^i y_{j+1} - y_j \right)^2} \quad (3.15)$$

Převodové podmínky

Základní převodovou podmínkou je dodržení požadovaného celkového převodového poměru převodovky. Protože se jedná o hodnotu teoretickou, která se od reálného celkového převodového poměru převodovky liší vlivem celočíselného zaokrouhlování, je nutné stanovit rozpětí hodnot, ve kterém se může pohybovat skutečný celkový převodový poměr převodovky u_c . Další omezení se vztahuje k maximální a minimální hodnotě velikostí dílčích převodových poměrů.

Podmínky úhlu sklonu ozubení

Toto omezení udává dovolenou velikost úhlu sklonu zubů dílčích převodů β . Tyto úhly jsou limitovány axiálními silami, které vznikají v ozubení vlivem šikmých zubů a jsou přenášeny do ložisek.

Podmínky šířky ozubení

Podmínky šířek ozubení jednotlivých dílčích převodů jsou určeny nepřímo. První možností je určení přes poměrnou šířku soukolí i-tého převodu ψ_{mi} , viz [6]. Druhou možností je definovat omezení, které vyplývá z bezrozměrné maximální poměrné šířky soukolí i-tého převodu ψ_{di} , viz [6]. Obvykle je použito jedné z podmínek poměrné šířky soukolí ψ_d nebo ψ_m . Synchronní použití obou podmínek je méně obvyklé.

Podmínky součinitele kroku

Tyto podmínky slouží k vytvoření funkční závislosti mezi úhlem sklonu zubů i-tého převodu β_i a poměrnou šířkou soukolí i-tého převodu ψ_{mi} . Velikosti bezrozměrného součinitele kroku i-tého převodu $\varepsilon_{\beta i}$ je možno volit celočíselné, nebo tak, aby dávaly

v součtu s bezrozměrným součinitelem záběru profilu převodu ε_α celočíselné hodnoty. Velikost tohoto součinitele ovšem není předem známa a musí být odhadnuta.

Podmínky diskrétních veličin

Nutnost, aby normální moduly jednotlivých převodů m_n , nabývaly diskrétní hodnoty, představuje obtížný problém při optimalizačním výpočtu. Aby se předešlo nevhodnému zaokrouhlení na konci výpočtu optimalizační úlohy, jsou podmínky definující velikost normálních modulů zahrnuty přímo do mezních podmínek. Počty zubů kol jsou zaokrouhleny na celá čísla až na konci optimalizačního výpočtu. Odchylka, která vznikne zaokrouhlením počtu zubů kol, je malá a je možné ji zanedbat.

Výkonové hradlo

Při výpočtu úloh X-B-2 dochází v některých případech k nesprávné konvergenci úlohy. Pravděpodobně je to způsobeno použitím softwarové rutiny fzero, viz [10]. V tomto případě je výpočtem určena nižší hodnota optima, než je skutečná dosažitelná hodnota. Pravděpodobná příčina tohoto chování je, že použitím rutiny fzero se stává cílová funkce v oblasti skutečného optima multimodální. Zda došlo k této chybě lze odhalit použitím tzv. „výkonového hradla“.

Výchozím parametrem je hodnota vypočteného optima redukováného výkonu. Dále je zvolena hodnota výkonového hradla, která je větší než hodnota vypočteného optima. Tento rozdíl může být velice malý, postačující je 0,01% hodnoty optima.

Je sestavena podmínka, která deklaruje požadavek na to, aby velikost optima byla větší, než hodnota výkonového hradla. Důkazem je samotná konvergence úlohy. Pokud výpočet proběhl korektně, je to důkaz, že úloha původně nekonvergovala správně a je stále ještě možné dosáhnout skutečného globálního optima. V takovém případě je vhodné volit opakovaně hodnotu hradla výrazně vyšší a cíleně hledat bod, ve kterém nedojde ke konvergenci výpočtu. V opačném případě je absence konvergence výpočtu signálem, že velikost hodnoty hradla překračuje velikost skutečného globálního optima. Pokud výpočet nekonvergoval již při prvním použití výkonového hradla, lze prohlásit, že úloha samotná konverguje správně a nalezené optimum odpovídá skutečnému globálnímu optimu úlohy.

Další konstrukční podmínky

Projektant si může stanovit další podmínky, které upřesňují návrh převodovky. Obecně může být počet vedlejších podmínek libovolný. Čím více definuje projektant mezních podmínek, tím více konkretizuje návrh převodovky. Z matematického hlediska dochází ke zmenšování definičního oboru úlohy, tj. návrhového prostoru. Při větším počtu omezení nastává nebezpečí, že návrhový prostor zcela vymizí nebo bude roztříštěn. V takovém případě je velmi obtížné či nemožné dosáhnout konvergence úlohy.

3.5 Konverze do programovacího jazyka

Aby bylo umožněno zpracování úlohy v aplikačním softwaru [19], je nutné definici cílové funkce a sady mezních podmínek přepsat do programovacího jazyka aplikačního softwaru. Jako návod pro tento proces zde slouží nápověda rutiny fmincon, viz [9]. Soubory podprogramů (skriptů) optimalizačních úloh jsou uvedeny v elektronické příloze disertační práce.

4 PROCESING OPTIMALIZACE

Úkolem procesingu je nalézt takové hodnoty proměnných, ve kterých se nalézá optimum zvolené cílové funkce. Pro výpočet optimalizační úlohy je nutné stanovit velikost rozměrových konstant C_i , E_i , a krajní meze podmínek. Nastavení těchto hodnot je základním krokem tzv. „*procesingu optimalizace*“, dále jen procesingu. Při volbě velikosti hodnot se vychází z teorie ČaMS, norem, odborného odhadu, analogického provedení apod. Po nastavení hodnot parametrů cílové funkce a mezních podmínek ve skriptech následuje finální krok procesingu, čímž je výpočet optimalizační úlohy v aplikačním softwaru [19] pomocí optimalizační rutiny „*fmincon*“, viz [9].

Veškeré parametry optimalizační úlohy lze rozdělit do několika skupin, které se liší podle toho, jakým způsobem je určena hodnota těchto parametrů, a podle toho, zda se hodnota těchto parametrů mění během řešení optimalizační úlohy.

Prvou skupinou parametrů jsou tzv. „*parametry zadání*“. Jsou to parametry vyplývající přímo ze zadání optimalizační úlohy. Hodnota těchto parametrů se během výpočtu optimalizační úlohy nemění. V té nejzákladnější rovině to může být typ úlohy, konfigurace převodovky, počet převodových stupňů, mezní rozměry, celkový převodový poměr, materiál ozubených kol atd.

Druhou skupinou jsou tzv. „*parametry konstrukční*“. Tyto parametry jsou závislé na volbě projektanta. Hodnota těchto parametrů se může během výpočtu měnit podle potřeby. Typickým příkladem jsou meze velikosti normálních modulů v podmínkách diskrétních veličin, které jsou operativně měněny dle výsledků předchozího výpočtu procesingu. Pro optimální určení některých konstrukčních parametrů je tedy nutné opakovat výpočet procesingu.

Třetí skupinou jsou tzv. „*iterační parametry*“. Jsou speciální podskupinou konstrukčních parametrů. Hlavním rysem těchto parametrů je, že jejich hodnotu lze na začátku výpočtu procesingu jen velmi těžko odhadnout. Jejich skutečná velikost je určena až v tzv. „*postprocesingu optimalizace*“, viz kap. 5, tedy až po zpracování dat vzešlých z procesingu. Aby bylo možné zjistit hodnotu těchto parametrů, je nutné nechat proběhnout operace procesingu a postprocesingu, poté nastavit velikost iteračních parametrů, nechat proběhnout celý cyklus výpočtu znova a tak ověřit správnost volby. V disertační práci je jeden cyklus takového výpočtu nazýván „*iterace*“, proto je také zvolen název iterační parametry. Soustavnou úpravou iteračních parametrů úlohy na základě výpočtů provedených v procesingu a postprocesingu je dosaženo konvergence hodnot. Tento proces je v disertační práci nazýván „*laděním*“.

Pro konstrukční a iterační parametry je charakteristické, že o určení, zda a o kolik se jejich velikost změní, rozhoduje projektant. Ten zde vystupuje jako regulátor, který vyhodnocuje velikost regulační odchylky a velikost odezvy. Pro iterační parametry to znamená, že změna velikosti zadání v procesingu nemusí být provedena, pokud se velikost parametru určená postprocesingem a velikost nastavená v původním zadání v procesingu neliší více než v míře definované projektantem. Pro prvotní výpočet procesingu je nutné hodnotu iteračních parametrů odhadnout.

Poslední skupinou jsou parametry, které definují nastavení optimalizačního algoritmu, proto jsou nazvány „*parametry algoritmu*“. Obvykle se během výpočtu nemění.

Koeficient diskretizace

Pro vyhodnocení velikosti odchylky, která vznikla po diskretizaci normálních modulů a po zaokrouhlení počtů zubů kol na celá čísla, je zavedena veličina tzv. „*koeficient diskretizace*“ KD , viz vztah 4.1, jednotka je v %. Pro výpočet je nutné určit veličiny K_{op} a K_{op}^S . K_{op} představuje hodnotu velikosti cílové funkce vypočítané pro diskrétní hodnoty normálních modulů a počty zubů. K_{op}^S představuje hodnotu cílové funkce pro spojité hodnoty normálních modulů a počty zubů. V procesingu je tedy výpočet obecné cílové funkce proveden jak pro diskrétní hodnoty K_{op} , tak pro spojité hodnoty K_{op}^S .

$$KD = \frac{K_{op}^S - K_{op}}{K_{op}} \cdot 100 \quad (4.1)$$

Optimalizační koeficient

Pro úlohu druhého typu je možno stanovit tzv. „*optimalizační koeficient*“ KO , který popisuje míru zvýšení jmenovitého výkonu převodovky podle optimalizovaného návrhu vůči původnímu návrhu. Je vypočítán dle vztahu 4.2, jednotka je v %. P'_{j+1} je původní hodnota přenositelného jmenovitého výkonu převodovky na výstupní hřídeli. P_{j+1} je hodnota určená výpočtem procesingu.

$$KO = \frac{P_{j+1} - P'_{j+1}}{P'_{j+1}} \cdot 100 \quad (4.2)$$

5 POSTPROCESING OPTIMALIZACE

V disertační práci je tzv. „*postprocessing optimalizace*“, dále jen postprocessing, název pro konečné zpracování dat získaných výpočtem optimalizační úlohy v procesingu. Prvotním krokem postprocesingu je provedení kompletního geometrického a konstrukčního návrhu ozubených kol jednotlivých dílčích převodů. Dalším nezbytným krokem je provedení tzv. „*převáděcí a kontrolní úlohy*“. Finálním krokem postprocesingu je provedení pevnostní kontroly všech dílčích převodových stupňů dle [6].

5.1 Kompletní geometrický a konstrukční návrh

Geometrický návrh ozubených dvojic všech převodů je proveden v softwaru GEOMETRIE, viz [18]. Zadávací okno softwaru je na obr. 5.1.

The screenshot shows the 'Geometrický výpočet ozubení' (Geometric gear calculation) window. It has three tabs: 'Zadání' (selected), 'Míry ozubení', and 'Identifikace'. Under 'Zadání', there are three sub-tabs: 'Vnější' (selected), 'Vnitřní', and 'Kuželové'. The window is divided into several sections for inputting parameters:

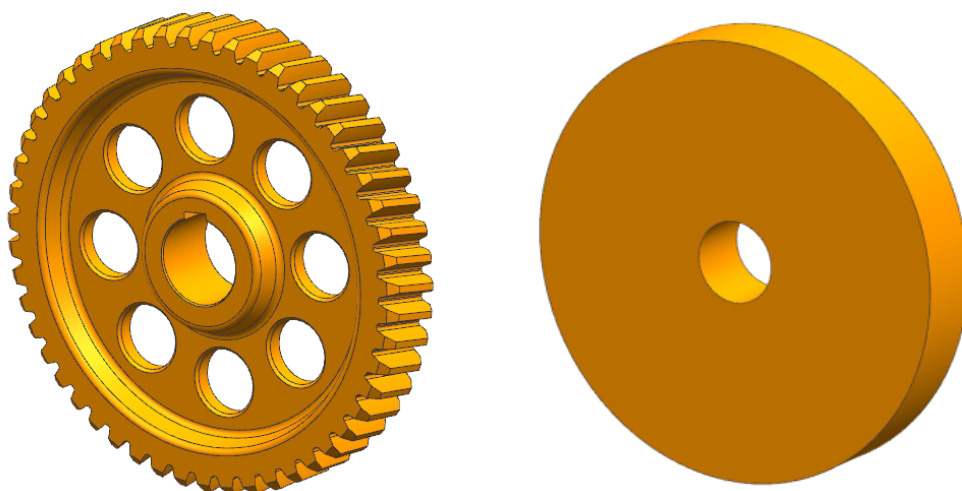
- Povinný vstup :** Includes fields for 'Normální modul' (m_n), 'Počet zubů pastorku' (z_1), 'Počet zubů kola' (z_2), 'Sklon zubů roztečný' (β), and 'Společná šířka zubů' (b).
- Výpočetní vstup :** Includes fields for 'Součet korekcí' (x_Σ), 'Korekce pastorku' (x_1), 'Korekce kola' (x_2), 'Osová vzdálenost pracovní' (a), 'Úhel záběru provozní' (α_{wt}), and 'Boční vůle' (j_n).
- Základní profil :** Includes radio buttons for 'Standard' (selected) and 'Nestandard', a checkbox for 'Kruhová pata', and fields for various gear profile parameters like h_{aP1}^* , h_{aP2}^* , c_{P1}^* , c_{P2}^* , ρ_{fP1}^* , ρ_{fP2}^* , and α_P .
- Nepovinný vstup :** Includes fields for 'Hlavový průměr pastorku' (d_{a1}) and 'Hlavový průměr kola' (d_{a2}).

At the bottom, there are buttons for 'Nuluj', 'Rozděl korekce', 'Vyr.skluzu', 'KOMPLEXNÍ KONTROLA', 'DEC', 'DMS', 'Uložit vstupy', 'Načíst vstupy', 'Help', and 'Konec'.

Obr. 5.1 Zadávací okno softwaru GEOMETRIE

V případě, že cílovou funkci představuje moment setrvačnosti soustavy ozubených kol redukovaný na vstupní hřídel převodovky J_{red} nebo celková hmotnost soustavy převodů M_C , je potřeba provést ještě konstrukční návrh jednotlivých kol. Pomocí konstrukčního návrhu je možno stanovit součinitel odlehčení materiálu pro moment setrvačnosti θ a hmotnosti μ , viz kap. 3.3.

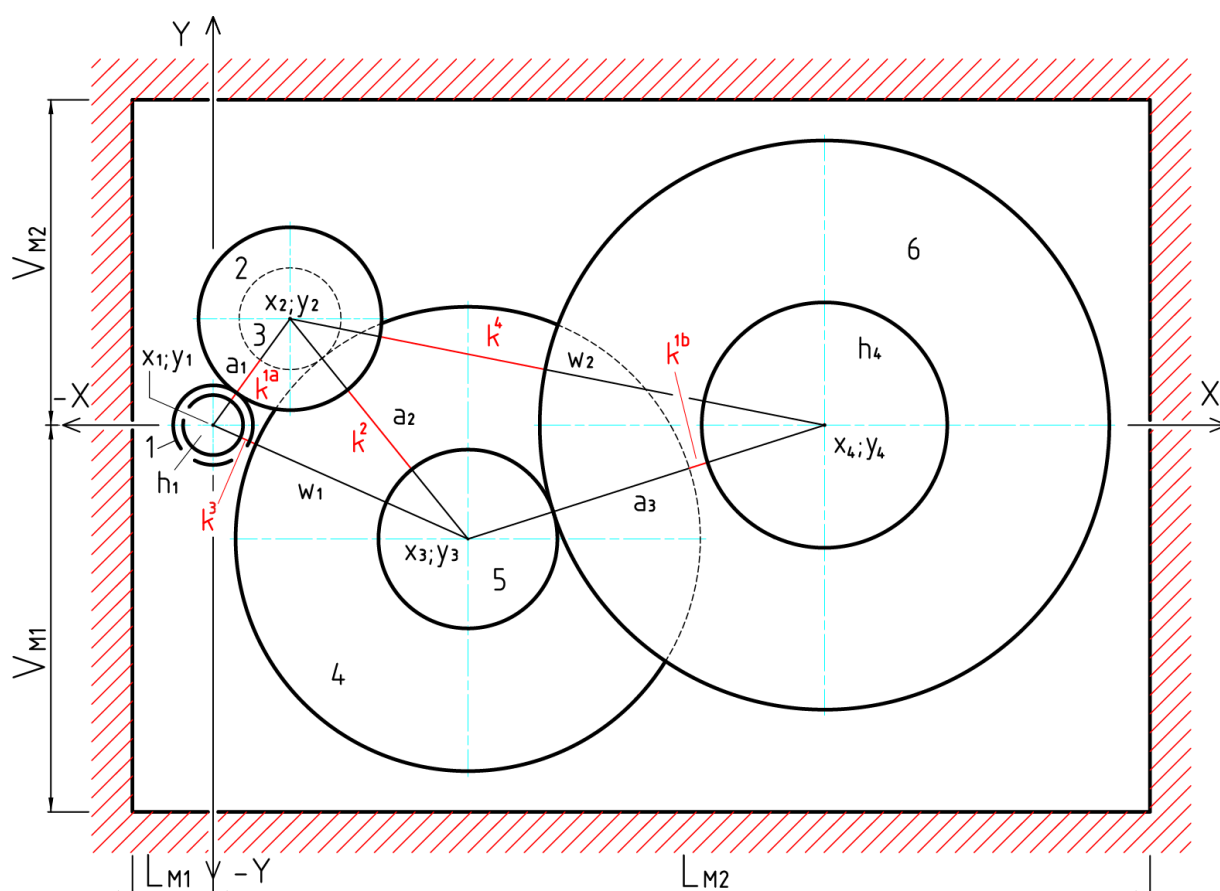
Na obr. 5.2 je model odlehčeného kola dle konstrukčního návrhu a zjednodušený model kola tak, jak je definován v preprocesingu. Výpočet θ je založen na vyčíslení podílu momentů setrvačnosti ozubeného kola dle konstrukčního návrhu v postprocesingu a zjednodušeného matematického modelu kola v preprocesingu. Toto analogicky platí i pro hmotnosti a μ . Konstrukční návrh kola a výpočet hmotnosti a momentu setrvačnosti je proveden v softwaru [20]. Odlehčovací součinitele θ a μ jsou názorným příkladem iteračních parametrů, viz kap. 4.



Obr. 5.2 Odlehčené ozubené kolo určené konstrukčním návrhem a kolo dle matematického modelu použitého v preprocesingu

5.2 Převáděcí a kontrolní úloha

V rámci geometrického a konstrukčního návrhu dochází ke změnám rozměrů hlavových průměrů ozubených kol a osových vzdáleností. Aby byly zachovány kolizní vůle a dodrženy mezní rozměry, je nutné provést výpočet, tzv. „kontrolní a převáděcí úlohu“. Zadání převáděcí a kontrolní úlohy vychází ze zadání vlastní optimalizační úlohy.



Obr. 5.3 Schéma řešení kontrolní a převáděcí úlohy pro převodovku 3-B

Jako příklad je uvedena modelová úloha pro převodovku 3-B dle obr. 5.3. Úkolem je určit polohu jednotlivých hřídelí při požadavku zachování kolizních vůlí a mezních rozměrů. Poloha jednotlivých hřídelí tedy představuje proměnné optimalizační úlohy. V modelové úloze je procesingem předběžně určena poloha hřídelí v souřadnicích x_2, y_2, x_3, y_3 . Tyto hodnoty jsou použity jako startovací. V rámci postprocessingu jsou konstrukčním a geometrickým výpočtem určeny rozměry hlavových průměrů $d_{a1;1}, d_{a2;1}, d_{a1;2}, d_{a2;2}, d_{a1;3}, d_{a2;3}$, pracovních osových vzdáleností a_{w1}, a_{w2}, a_{w3} a průměrů hřídelí d_{h1}, d_{h4} . Ze zadávacích parametrů optimalizační úlohy vyplývají mezní rozměry $L_{M1}, L_{M2}, V_{M1}, V_{M2}$, poloha vstupní hřídele x_1, y_1 a poloha výstupní hřídele x_4, y_4 . Volbou projektanta jsou určeny velikosti kolizních vůlí $k^{1a}, k^{1b}, k^2, k^3, k^4$ jako konstrukční parametry. Převáděcí a kontrolní úloha je koncipována jako zjednodušená optimalizační úloha, kde cílovou funkci představuje část pláště S_1 pomyslného kvádru definující zástavbový prostor, viz obr. 3.4. Pro všechny délkové rozměry platí, že jednotka je v mm.

Pokud úloha nekonverguje, není možno dosáhnout konfigurace dle zadání. Pokud je chyba dostatečně malá, je možným řešením např. snížení hlavových průměrů kol nebo volba jiné korekce ozubených kol, viz obr. 5.1, apod. V ostatních případech je nutné upravit nastavení konstrukčních parametrů v procesingu a provést nový výpočet procesingu s následným kompletním geometrickým a konstrukčním návrhem.

Pro převodovky konfiguračního typu A se převáděcí a kontrolní úloha zjednodušuje na prosté sčítací a odečítací operace a není nutné řešení přes optimalizační rutinu.

5.3 Pevnostní kontrola

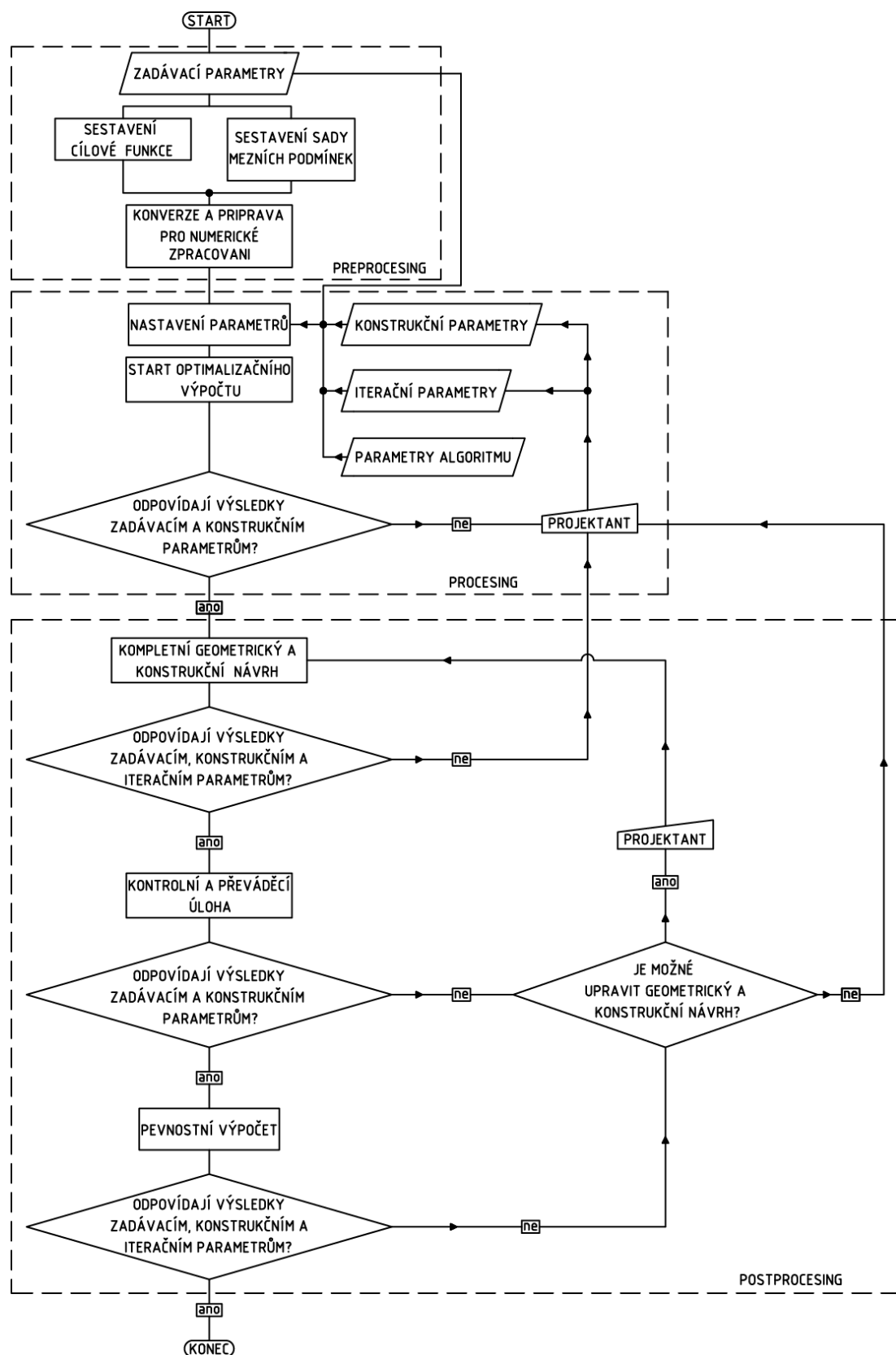
Pevnostní kontrola je provedena pro všechny dílčí převody v softwaru CSNw [17] dle [6]. Zadávací a prezentační okno softwaru CSNw je na obr. 5.4.

OHYB				DOTYK			
σ_{F1}	= 76.3	σ_{F2}	= 69.1	σ_{H1}	= 592.7	σ_{H2}	= 592.7
σ_{FP1}	= 700.0	σ_{FP2}	= 700.0	σ_{HP1}	= 1270.0	σ_{HP2}	= 1270.0
S_{F1}	= 9.177	S_{F2}	= 10.123	S_{H1}	= 2.143	S_{H2}	= 2.143
σ_{Fmax1}	= 152.6	σ_{Fmax2}	= 138.3	σ_{Hmax1}	= 838.2	σ_{Hmax2}	= 838.2
σ_{FPmax1}	= 1400.0	σ_{FPmax2}	= 1400.0	σ_{HPmax1}	= 2600.0	σ_{HPmax2}	= 2600.0
K_F	= 1.560	K_{Fv}	= 1.000	σ_{HO1}	= 474.6	σ_{HO2}	= 474.6
K_{Fa}	= 1.200	$K_{F\beta}$	= 1.300	K_H	= 1.560	K_{Hv}	= 1.000
Y_ϵ	= 0.689	Y_β	= 1.000	$K_{H\alpha}$	= 1.200	$K_{H\beta}$	= 1.300
Y_{FS1}	= 4.257	Y_{FS2}	= 3.859	K_A	= 1.000	K_{AS}	= 2.000
Y_{Fa1}	= 2.800	Y_{Fa2}	= 2.405	Z_ϵ	= 0.888	Z_H	= 2.495
Y_{Sa1}	= 1.520	Y_{Sa2}	= 1.605	Z_{R1}	= 1.000	Z_{R2}	= 1.000
				Z_E	= 191.646	Z_β	= 1.000

Obr. 5.4 Zadávací a prezentační okno softwaru CSNw

6 SHRnutí ŘEŠENÍ OPTIMALIZAČNÍ ÚLOHY

V kap. 3 až 5 byla představena metodika řešení optimalizační úlohy. Kompletní postupové schéma metodiky je uvedeno na obr. 6.1.



Obr. 6.1 Postupové schéma metodiky řešení optimalizační úlohy

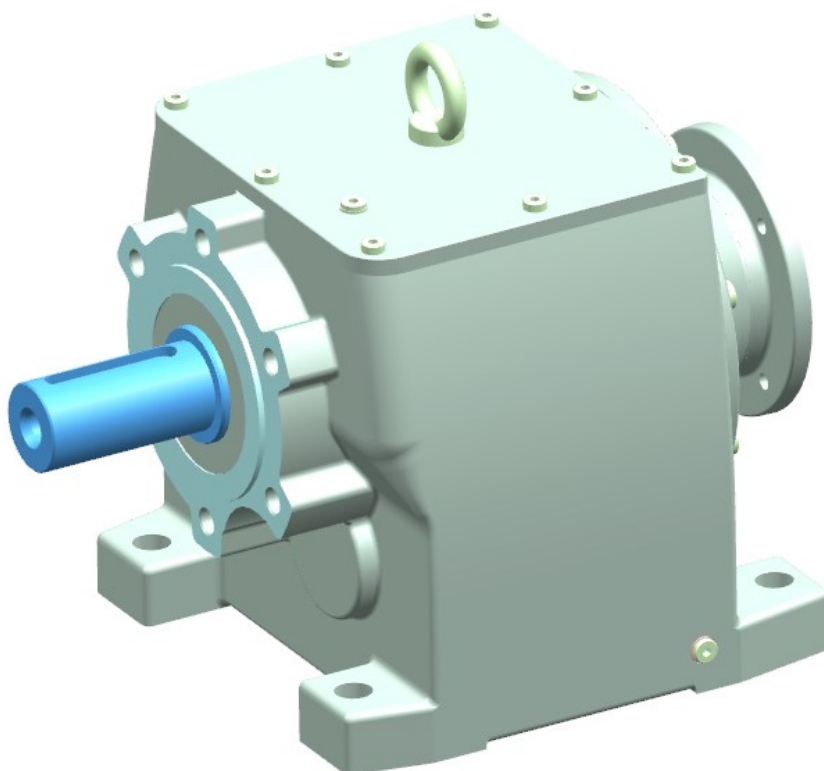
7 OPTIMALIZACE PŘEVODOVKY MTC63

Efektivita metodiky představené v disertační práci je prověřena optimalizačním výpočtem úlohy druhého typu na katalogové třístupňové převodovce MTC63, viz [13]. Úkolem této optimalizační úlohy je nově navrhnout ozubení převodovky tak, aby dokázalo přenést vyšší hladinu jmenovitého zatížení, než je hodnota udaná výrobcem dle jeho původního návrhu.

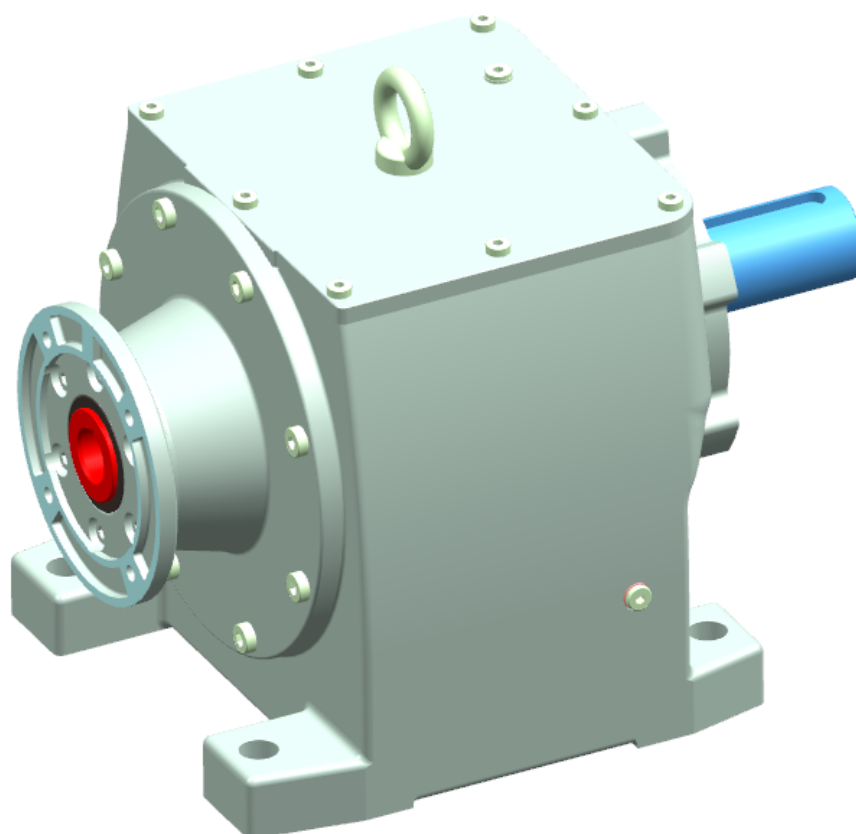
Zvýšení hladiny jmenovitého zatížení bude zprostředkováno změnou geometrických parametrů ozubení, změnou rozdělení celkového převodového poměru na dílčí převody a změnou polohy předlohovových hřídelí ve skříni. V rámci optimalizačního výpočtu nedojde ke změně materiálu ozubených kol, nebude snížena pevnost ozubení v dotyku S_H a nezmění se počet stupňů převodovky. Současně budou zachovány maximální rozměry skříně a v původní poloze zůstane vstupní a výstupní hřídel.

Na obr. 7.1 a 7.2 je vizualizace převodovky MTC63. Na obr. 7.3 a 7.4 jsou zobrazeny jednotlivé převody spolu s hřídelemi a ložisky v aranžmá převodové skříně. Model převodovky a výrobní výkresy kol a hřídelí byly poskytnuty výrobcem [13]. Vizualizace modelů byla provedena v [20].

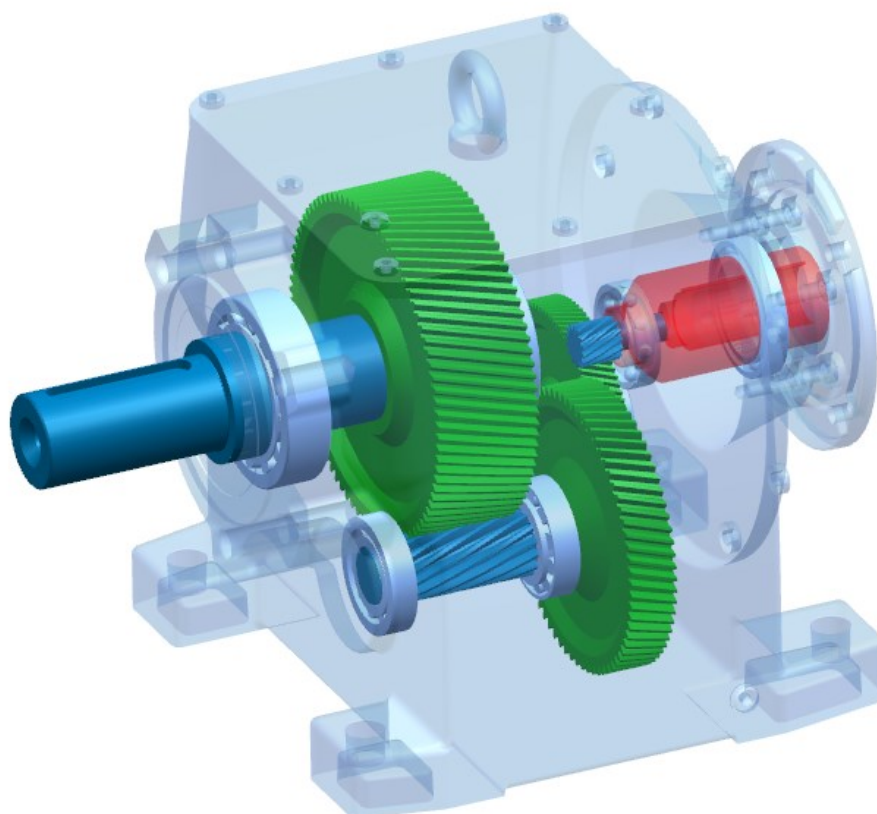
Nejprve je provedena tzv. „*rekonstrukce ozubení*“, což obnáší provedení geometrických a pevnostních výpočtů ozubení všech převodových stupňů současného řešení převodovky podle podkladů poskytnutých výrobcem [13]. Výsledky těchto výpočtů slouží jako referenční hodnoty pro komparaci s optimalizovaným návrhem. Následuje optimalizační výpočet podle metodiky uvedené v obr. 6.1. Nakonec je provedeno srovnání optimalizovaného návrhu s původním návrhem dodavatele a je provedena diskuze řešení.



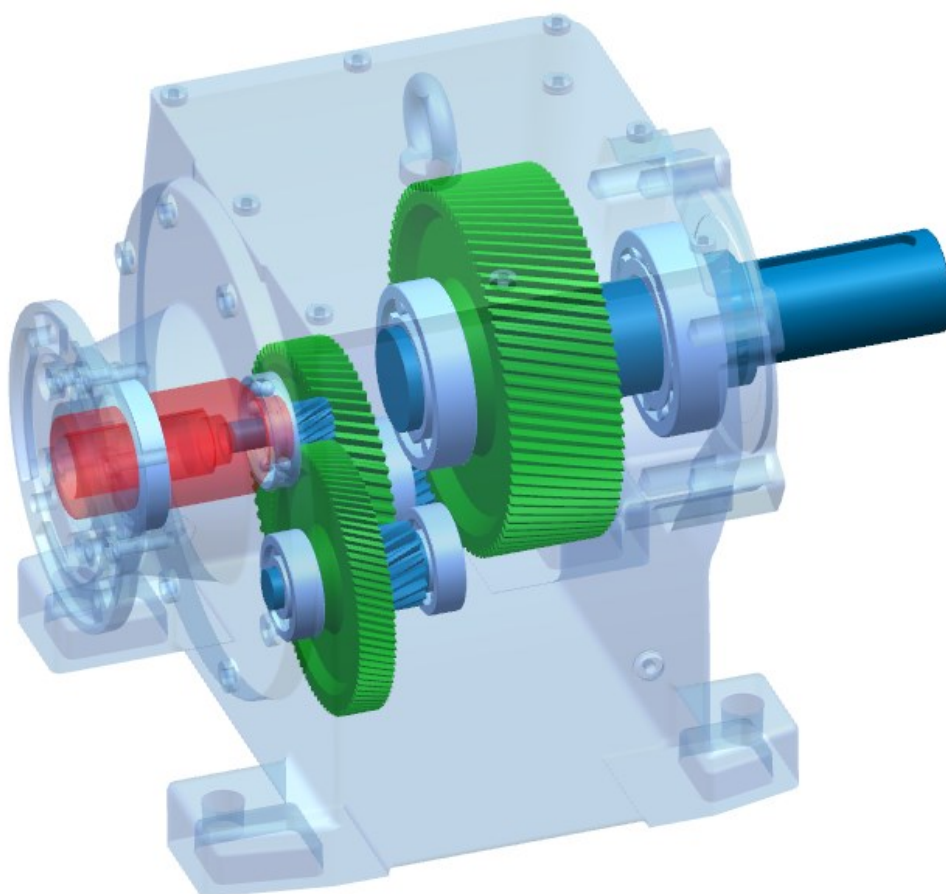
Obr. 7.1 Model převodovky MTC63 v pohledu ze strany výstupní hřídele



Obr. 7.2 Model převodovky MTC63 v pohledu ze strany vstupní duté hřídele a připojovací příruby



Obr. 7.3 Model vnitřní soustavy převodů MTC63 v aranžmá převodové skříně v pohledu ze strany výstupní hřídele



Obr. 7.4 Model vnitřní soustavy převodů MTC63 v aranžmá převodové skříně v pohledu ze strany vstupní hřídele a připojovací příruby

7.1 Rekonstrukce ozubení převodovky MTC63

Geometrický výpočet je proveden dle výrobní dokumentace výrobce [13] v [18]. Pevnostní výpočet je proveden v [17] dle [6]. Výstupy geometrických a pevnostních výpočtů jsou uvedeny v příloze disertační práce. Výsledky bezrozměrné bezpečnosti v dotyku S_H a v ohybu S_F jsou uvedeny v tab. 7.1. Hodnoty pro bezpečnost proti poškození v dotyku S_H jsou barevně vyznačeny, protože jsou klíčové pro následující optimalizační výpočet. Hodnoty bezpečností v dotyku S_H vypočítané pro optimalizovaný návrh ozubení nesmí v žádném případě klesnout pod hodnoty uvedené v tab. 7.1 a řadí se tedy k zadávacím parametrům optimalizační úlohy. Bezpečnost v dotyku S_H a v ohybu S_F pro třetí převod je menší než jedna, což je charakteristické pro návrh v oblasti časované pevnosti.

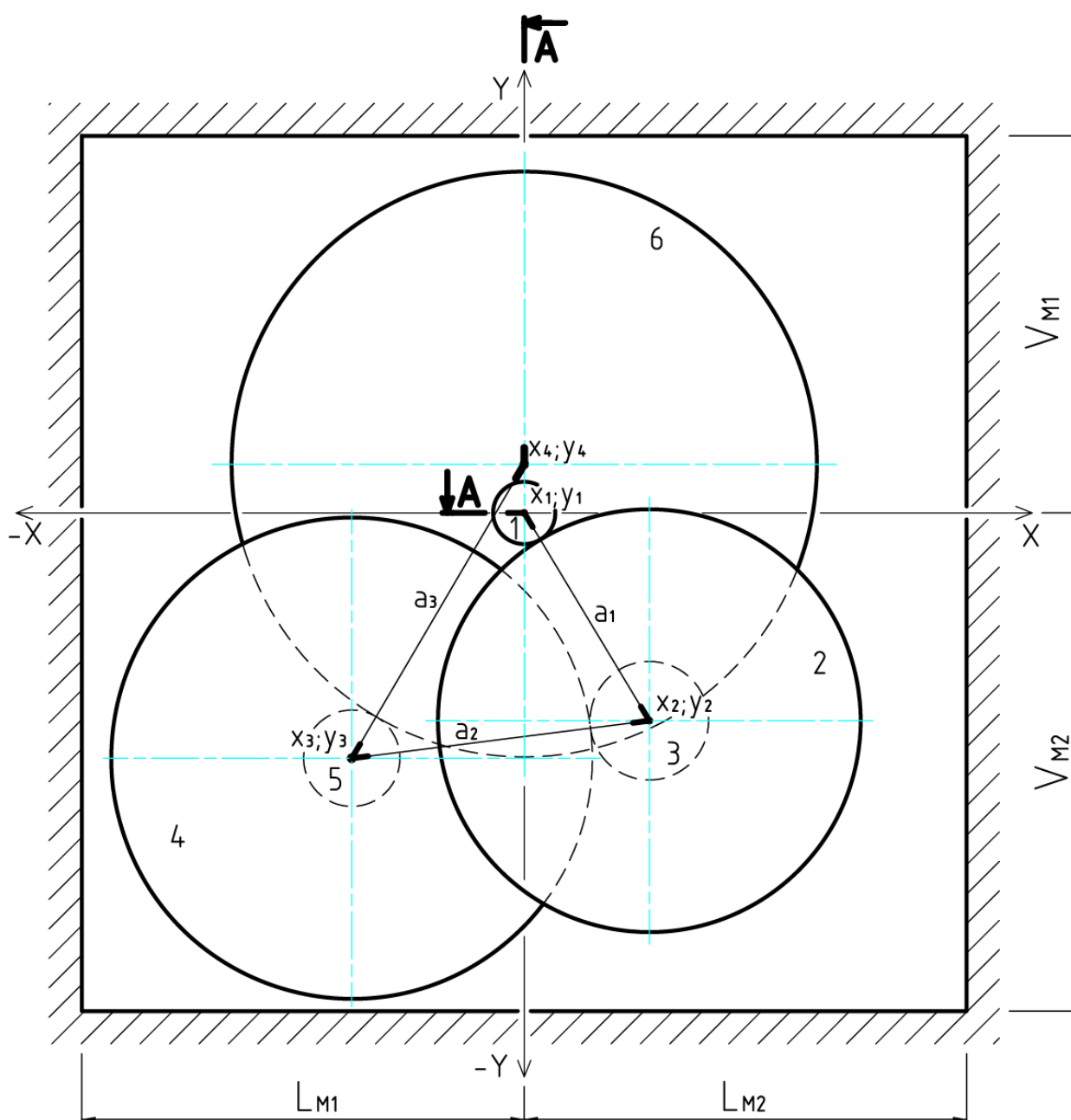
Tab. 7.1 Tabulka výsledků pevnostního výpočtu rekonstrukce ozubení MTC63

	1. převod		2. převod		3. převod	
	S_F	S_H	S_F	S_H	S_F	S_H
pastorek	3,723	1,249	2,946	1,175	0,938	0,623
kolo	3,345	1,249	2,649	1,175	0,870	0,623

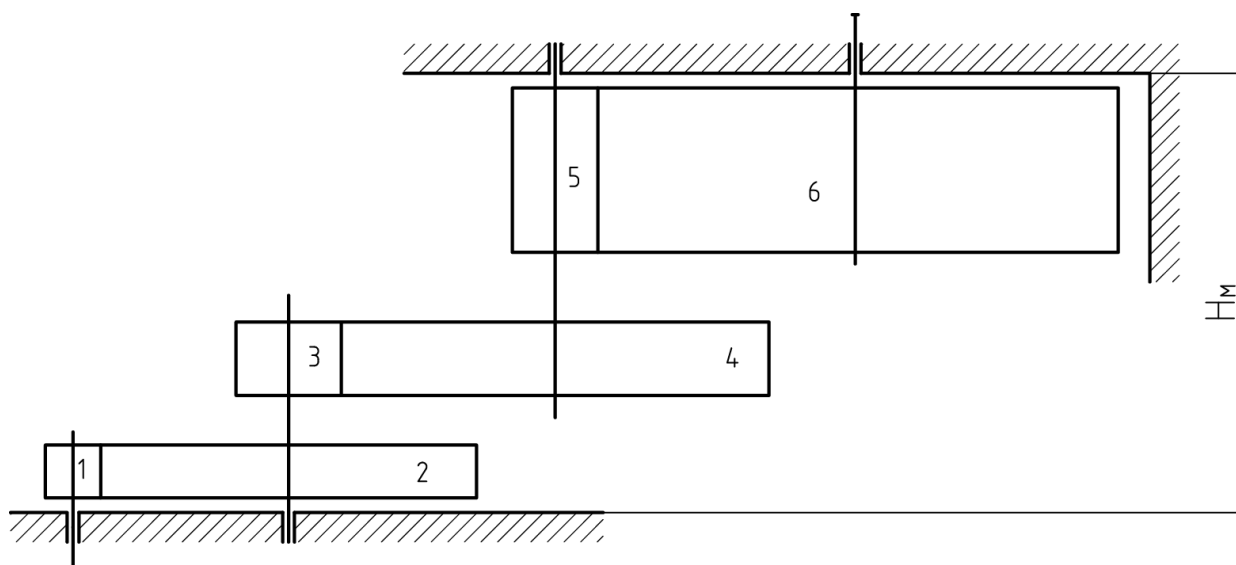
7.2 Optimalizace ozubení převodovky MTC63

V optimalizačním výpočtu se postupuje dle schématu na obr. 6.1. Je proveden prostorový rozbor rozložení ozubení uvnitř skříně převodovky, ze kterého jsou odvozeny případné kolizní podmínky, odečteny mezní rozměry a konfigurační podmínky apod. Rozbor je proveden na základě výrobní dokumentace. Profilový pohled je reprezentován obr. 7.5. Zjednodušený průřez A-A je prezentován na obr. 7.6. Pro zachování přehlednosti jsou hlavové a valivé kružnice sjednoceny a průřez kol není šrafován.

Na základě rozboru je možné říct, že konfigurace převodovky neodpovídá ani typu A, ani typu B. Tato konfigurace je označena jako typ G odvozený z typu B. Dále lze říct, že nevznikají žádné potenciální kolize mezi ozubenými koly a hřídelemi navzájem. Tímto dochází ke značnému zjednodušení sady mezních podmínek.

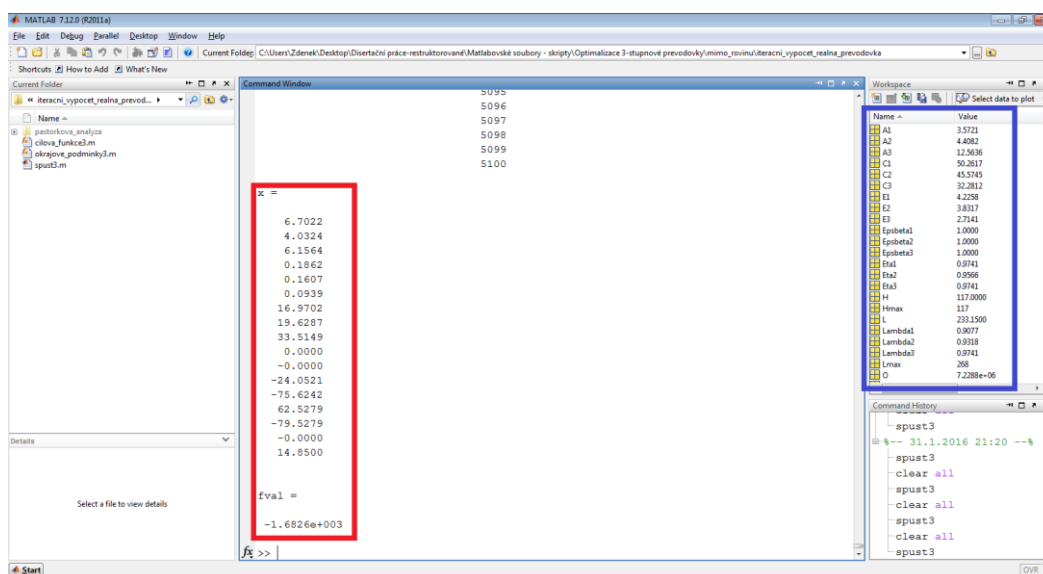


Obr. 7.5 Prostorový rozbor převodovky MTC63 v profilu



Obr. 7.6 Prostorový rozbor převodovky MTC63 ve zjednodušeném průřezu A-A

Po sestavení cílové funkce a sady mezních podmínek je provedeno nastavení parametrů úlohy. Výpočet úlohy je realizován v aplikačním softwaru [19]. Výsledné optimální hodnoty proměnných a velikost cílové funkce jsou v červeném rámečku na obr. 7.7 z [19]. V tomtéž obrázku jsou v modrém rámečku uvedeny výsledky projektantem definovaných mezivýpočtů.



Obr. 7.7 Výpis výsledků optimalizačního výpočtu v aplikačním softwaru

Koeficient diskretizace KD je řešen dle vztahu 7.1. Optimalizačním výpočtem je určena hodnota cílové funkce K_{op}^S , tedy výkon na výstupní hřídeli převodovky P_4 pro nediskrétní spojitě hodnoty normálních modulů m_n a nezaokrouhlených počtů zubů kol. Hodnota cílové funkce K_{op} představuje výkon na výstupní hřídeli P_4 pro diskrétní hodnoty normálních modulů m_n a zaokrouhlené hodnoty počtů zubů.

$$KD = \frac{K_{op}^S - K_{op}}{K_{op}} \cdot 100 = \frac{1,7285 - 1,6826}{1,6826} = 2,73\% \quad (7.1)$$

Optimalizační koeficient KO je řešen dle vztahu 7.2. Hodnota výkonu na výstupní hřídeli P_4 je určena optimalizačním výpočtem. Hodnota výkonu na výstupní hřídeli P'_4 je určena výrobem.

$$KO = \frac{P_4 - P'_4}{P'_4} \cdot 100 = \frac{1,6826 - 1,320}{1,320} = 27,47\% \quad (7.2)$$

Geometrický návrh je na základě výsledku optimalizačního výpočtu proveden v [18].

Převáděcí a kontrolní úloha je provedena dle intencí uvedených v kap. 5.2. Cílová funkce této úlohy představuje část pláště zástavbového prostoru S_1 . Souřadnice hřídelí určené procesingem a převáděcí úlohou jsou srovnány v tab. 7.2. Jejich vzájemný rozdíl v absolutní hodnotě je rovněž uveden v tab. 7.2. Z výsledků je zřejmé, že odchylka nepřekročila 0,5 mm.

Tab. 7.2 Srovnávací tabulka poloh hřídelí

	procesing [mm]	převáděcí úloha [mm]	rozdíl [mm]
x_1	0	0	0
y_1	0	0	0
x_2	-24,0521	-24,4564	0,4043
y_2	-75,6242	-75,2769	0,3473
x_3	62,5279	62,7294	0,2015
y_3	-79,5279	-79,7400	0,2121
x_4	0	0	0
y_4	14,85	14,85	0

Pevnostní kontrola všech převodových stupňů je provedena v [17] dle [6]. Bezpečnosti v ohybu S_F a v dotyku S_H optimalizovaného návrhu jsou uvedeny v tab. 7.3. Hodnoty bezpečností v dotyku S_H určených rekonstrukcí a optimalizací jsou pro srovnání uvedeny v tab. 7.4.

Tab. 7.3 Bezpečnosti v dotyku a v ohybu pro optimalizovaný návrh

	1. převod		2. převod		3. převod	
	S_F	S_H	S_F	S_H	S_F	S_H
pastorek	2,849	1,249	2,842	1,175	0,640	0,625
kolo	2,788	1,249	2,757	1,175	0,626	0,625

Tab. 7.4 Srovnání dosažených bezpečností v dotyku určených rekonstrukcí a optimalizací

	1. převod		2. převod		3. převod	
	S_H	S_H	S_H	S_H	S_H	S_H
	rekonstrukce	optimalizace	rekonstrukce	optimalizace	rekonstrukce	optimalizace
pastorek	1,249	1,249	1,175	1,175	0,623	0,625
kolo	1,249	1,249	1,175	1,175	0,623	0,625

7.3 Diskuze řešení optimalizace ozubení převodovky MTC63

Zadání úlohy bylo beze zbytku splněno a bylo potvrzeno, že metodika navržená v disertační práci je plně funkční a efektivní. Výpočtem se prokázalo, že změnou geometrických parametrů a změnou polohy předlohových hřidel je dosaženo navýšení přenositelného jmenovitého zatížení o 27,47% vůči hodnotě udané výrobcem, viz 7.2. Toho bylo docíleno, aniž by byly změněny maximální rozměry skříně, nebyly změněny připojovací rozměry a neklesla pevnost ozubení v dotyku. Ke změně rozdělení celkového převodového poměru na dílčí převodové poměry došlo jen v minimální míře, viz tab. 7.5. Z tohoto hlediska lze říct, že původní návrh dodavatele byl optimální.

Tab. 7.5 Komparační tabulka dílčích převodových poměrů

	u_1 [mm]	u_2 [mm]	u_3 [mm]
Rekonstrukce	6,79	4,06	6,07
Optimalizace	6,67	4,06	6,17

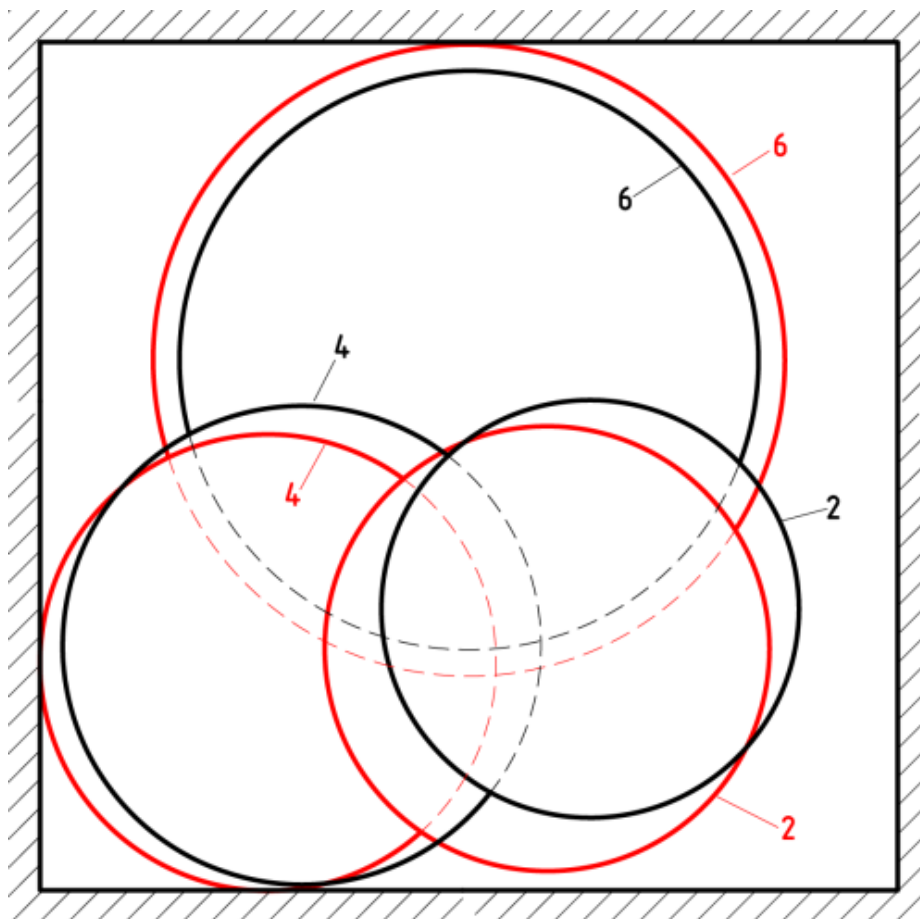
Vypočtená hodnota navýšení zatížení je ovšem teoretická. Pro skutečně komplexní výpočet by bylo nutné provést úplnou pevnostní kontrolu dle [5] s podrobným výpočtem $K_{H\beta}$ dle metodiky představené v [1]. Analogicky to platí i pro bezrozměrný součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce pro ohyb $K_{F\beta}$ a další důležité součinitele. Dále by bylo nutné provést i návrh a úplnou kontrolu dalších strojních komponent jako jsou hřídele, ložiska a v neposlední řadě i skříně převodovky z hlediska standardizace, tuhosti, oteplení, buzení hluku a vibrací apod. Finálním krokem by mělo být vyčíslení servisního faktoru pro takovýto návrh, viz [1].

Dále se prokázala rychlá konvergence výpočtu úlohy, kdy bylo dosaženo zadaných bezpečností v dotyku S_H v sedmé iteraci. Jako iterační parametr, který nejvíce ovlivňuje rychlost konvergence, byl identifikován součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu podél šířky v dotyku $K_{H\beta}$. Jeho správný odhad velmi urychluje konvergenci optimalizačního výpočtu.

Srovnáním hodnot v tab. 7.1 a 7.3 je patrné, že pro některé převody v optimalizovaném návrhu dochází k markantnímu poklesu bezpečnosti v ohybu S_F . Tento efekt je nejvýraznější na posledním převodu. Vyvstává potřeba integrovat do souboru mezních podmínek kontrolu na ohyb a stanovit minimální hodnotu těchto bezpečností, viz kap. 8. Alternativně lze podniknout i další opatření ke zvýšení únosnosti v dotyku, jako je zvýšení hodnoty součinitele kroku ε_β pro inkriminované převody.

Vyčíslením koeficientu diskretizace **KD** ve výši 2,73% dle 7.2 se prokázalo, že i přes podniknutá opatření dochází k výraznému zkreslení výpočtu vlivem celočíselných a diskrétních veličin na úkor optimalizované veličiny.

Jako názorné srovnání původního a optimalizovaného návrhu jsou v obr. 7.8 superpozicovány kontury hlavových kružnic kol v mezním prostoru skříně. Černá barva reprezentuje původní návrh a červená barva optimalizovaný návrh. Je zřejmé, že u kol druhého a třetího převodu dochází ke kontaktu s mezními rozměry.



Obr. 7.8 Srovnání původního a optimalizovaného návrhu v prostoru skříně

8 VYTÝČENÍ SMĚRU DALŠÍHO VÝZKUMU

Vzhledem k rozsáhlé oblasti využití optimalizační úlohy řešené podle metodiky představené v disertační práci existuje obrovský potenciál pro její další vylepšení a rozšíření ve smyslu:

- doplnění metodiky tak, aby obsahovala kontrolu na ohyb,
- přizpůsobení metodiky tak, aby vycházela z kompletního pevnostního výpočtu dle [5] a dalších norem dle ISO, AGMA, DIN atd.,
- zdokonalení metodiky tak, aby byly minimalizovány ztráty vzniklé diskretizací,
- rozšíření metodiky tak, aby mohla zpracovávat ozubení s HCR profilem,
- rozšíření metodiky pro použití v automobilovém průmyslu,
- rozšíření metodiky na kuželové, šnekové a planetové převody a jejich kombinace spolu s čelními převody,
- rozšíření metodiky tak, aby obsahovala i nástroje pro jednoduchý návrh a kontrolu ložisek a hřídelí a stala se tak komplexním nástrojem pro návrh, kontrolu a optimalizaci převodovek,
- převedení a kompilace skriptových souborů do uživatelsky přístupnějšího prostředí, převedení úlohy do některého běžně používaného kancelářského softwaru,
- použití nástrojů globální optimalizace pro větší efektivitu a stabilitu.

Každý z těchto bodů díky své rozsáhlosti aspiruje na realizaci ve vlastní diplomové nebo disertační práci. Autor disertační práce nabízí svou pomoc při vypracování těchto prací.

9 ZÁVĚR

Optimalizace vícestupňových čelních evolventních převodů na základě změny geometrických parametrů a rozdělení celkového převodu na dílčí převody je komplexní inženýrskou úlohou. V minulosti byl takovýto druh úloh řešen většinou na základě odborného odhadu. V dnešní době jsou tyto úlohy řešeny převážně pomocí výpočetní techniky. Tak je to i v případě disertační práce, kde je použit univerzální matematický software [19], CAD software [20] a specializovaný jednoúčelový software pro návrh a kontrolu ozubených převodů [17, 18].

V disertační práci je prezentována metodika definice a řešení optimalizačních úloh vícestupňových čelních evolventních převodů založená na premise, že převážnou většinu důležitých rozměrů ozubeného soukolí lze odvodit nebo odhadnout na základě několika klíčových rozměrů, které jsou definovány optimalizačními proměnnými. Pomocí klíčových rozměrů je potom popsán matematický model převodovky.

Prezentovaná metodika je rozdělena do tří tematických bloků. První z nich je preprocesing, což je vlastně příprava k samotnému výpočtu úlohy. Zde je sestavena cílová funkce a soubor mezních podmínek. Jako další následuje procesing, který představuje vlastní optimalizační výpočet úlohy. Poslední blokem je postprocesing, ve kterém jsou zpracována data vzešlá z procesingu do finální podoby. Celý proces sestavení a řešení úlohy je shrnut v postupovém schématu na obr. 6.1.

Efektivita a funkčnost metodiky je testována na katalogové převodovce MTC63, viz [13]. Test představuje optimalizační úloha, pomocí které má být navrženo ozubení převodovky, které přenesne větší nominální zatížení, než je výrobcem udaná hodnota. To platí při požadavku zachování kvality materiálu, maximálních rozměrů skříně a pevnosti v dotyku. Ve finále je srovnán návrh výrobce a vlastní optimalizovaný návrh. Výsledky testu prokázaly vysokou účinnost navržené metodiky, kdy bylo dosaženo zvýšení nominálního zatížení převodovky o 27,47% při dodržení výše zmíněných požadavků. Dále bylo zjištěno a vyčísleno, jaký vliv má diskrétní povaha normálního modulu a celočíselného počtu zubů ozubených kol na finální podobu návrhu. Jako součinitel, který nejrychleji ovlivňuje rychlost a konvergenci výpočtu úlohy, byl identifikován součinitel $K_{H\beta}$. Kompletní vyhodnocení testu metodiky je uvedeno v kap. 7.3.

Disertační práce je ideově založena především na práci [7, 8]. Na základě práce [8] je vytvořena premisa klíčových rozměrů a z práce [7] je převzat systém konfiguračních proměnných a princip konfigurace. Nově je v disertační práci představena optimalizace zaměřená na maximalizaci přenášeného jmenovitého zatížení, která doplňuje předchozí práce autora z oblasti optimálního návrhu vícestupňových převodů s čelním evolventním ozubením, viz [21, 22, 23].

Hlavní přínos disertační práce spočívá ve vytvoření komplexní metodiky, v jejímž rámci je každý důležitý krok důkladně vysvětlen pomocí běžně užívané teorie částí a mechanismů strojů. Metodiku je možno dále rozvinout, viz kap. 8, a tak může plně nahradit komerční software, čímž je ideální pro použití v akademickém prostředí, kde je aplikační software [19] hojně využíván. Didaktický účinek zvyšují skripty v elektronické příloze, které umožňují rychlý výpočet a opakovatelnost všech zde prezentovaných úloh. V průmyslu může být navržená metodika rovněž náhradou za komerční software, který nemusí vždy vyhovovat jak cenou, tak zaměřením produktové řady.

ABSTRACT

Dissertation deals with the optimization multistage spur gears with involute gearings by changing the geometric parameters of gearing and changing the distribution of the total transmission ratio for partial ratios. The main objective of the dissertation is to develop a comprehensive methodology general formulation of optimization problem and describe its practical solutions. The mentioned methodology is divided into own job definition (preprocessing), calculation tasks (processing) and final elaboration of the processing results (post processing). Draft methodology is the theoretical part of the dissertation. In the practical part of the dissertation is a reconstruction of gearings of industrial gearbox and subsequently compiled and solved optimization problems according to the methodology staged. The requirement of the optimization problem is redesigning of gearing industrial gearboxes so that it can simultaneously have increased the nominal load and have not changed the main dimensions of the cabinet and not diminished strength of the teeth in contact. The effectiveness of the proposed methodology can be evaluated by comparing the draft of gearing according to the reconstruction and optimization. Furthermore, it includes options for further development of methodologies and evaluated the benefits of a dissertation for a scientific discipline and practice.

SEZNAM PRAMENŮ

Akademické práce

[1] VÁGNER, Tomáš. *Metodika stanovení provozního součinitele pro převodovky s ozubenými koly*. Ostrava, 2009. Dizertační práce. VŠB - Technická Univerzita Ostrava. Vedoucí práce doc. Ing Zdeněk Foltá, Ph.D.

[2] VNUK, Vladimír. *Optimalizace převodů jako způsob využití vlastností převodových závislostí*. Ostrava, 1988. Doktorská práce. VŠB - Technická Univerzita Ostrava.

Normy

[3] ČSN 01 4607. *Ozubená kola čelní s evolventním ozubením: Základní profil*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1980.

[4] ČSN 01 4608. *Ozubená kola: Moduly*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1980.

[5] ČSN 01 4686-3. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol: Kontrolní výpočet čelních ozubených kol*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1989.

[6] ČSN 01 4686-4. *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol: Návrhový a zjednodušený kontrolní výpočet čelních ozubených kol*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1989.

Online zdroje

[7] CHONG, Tae Hyong, Inho BAE a Gyung-Jin PARK. *A new and generalized methodology to design multi-stage gear drives by integrating the dimensional and the configuration design process*. In: FLORES, P. Mechanism and machine theory: Volume 37, Issue 3 [online]. Amsterdam: Pergamon Elsevier, 2002, s. 295-310 [cit. 2013-04-06]. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0094-114X\(01\)00078-7](http://dx.doi.org/10.1016/S0094-114X(01)00078-7). ISSN 0094-114X. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X01000787>

[8] PI, Vu Ngoc. *Optimal Calculation of Partial Transmission Ratios of Four-Step Helical Gearboxes for Getting Minimal Gearbox Length*. In: International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering [online]. WASET, 2008, s. 22-25 [cit. 2016-02-19]. ISBN 978-960-6766-47-3. ISSN 1790-5117. Dostupné z: <http://waset.org/publications/14628/optimal-calculation-of-partial-transmission-ratios-of-four-step-helical-gearboxes-for-getting-minimal-gearbox-length>

[9] *Fmincon* [online]. Natick (USA), 2003 [cit. 2016-02-17]. Dostupné z: http://bwrce.eecs.berkeley.edu/Courses/icdesign/ee141_s03/Project/Project1_solutions/fmincon.pdf

[10] *Fzero* [online]. Natick (USA), 2002 [cit. 2016-02-17]. Dostupné z: <http://nf.nci.org.au/facilities/software/Matlab/techdoc/ref/fzero.html>

[11] *GPk: nový standard pro průmyslové převodovky* [online]. Děčín [cit. 2016-02-23]. Dostupné z: <http://kissoft.cz/czech/products/gpk.php>

[12] *Katedra částí a mechanismů strojů - Katedra částí a mechanismů strojů - FS - VŠB-TUO* [online]. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2016 [cit. 2016-02-17]. Dostupné z: <http://www.fs.vsb.cz/347/cs/>

[13] *TOS ZNOJMO, akciová společnost* [online]. [cit. 2016-02-17]. Dostupné z: <http://www.tos-znojmo.cz/>

Publikace

[14] LINKE, Heinz. *Stirradverzahnung: Berechnung, Werkstoffe, Fertigung*. München: C. Hanser, 1996. ISBN 34-461-8785-5.

[15] NĚMČEK, Miloš. *Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol*. 1. vyd. Ostrava: Montanex, 2003. Stříbrná technická řada. ISBN 80-722-5111-2.

Software

[16] AUTODESK, Inc. *AutoCAD Mechanical 2013*, verze G.55.0.0, 2012.

[17] NĚMČEK, Miloš. *CSNw*, verze 3.0, VŠB – TU Ostrava, 2011.

[18] NĚMČEK, Miloš. *Geometrie*, verze 4.0, VŠB – TU Ostrava, 2015.

[19] MATHWORKS, Inc. *MATLAB R2011a*, verze 7.12.0.635, 2011.

[20] SIEMENS PLM SOFTWARE, Inc. *NX 9.0*, verze 9.0.0.19, 2013.

VLASTNÍ PRÁCE AUTORA

[21] KLOS, Zdeněk a Jiří HAVLÍK. Contribution to the optimal design 3-stage gearboxes in terms of the minimum volume of the gearbox. Příspěvek k optimálnímu návrhu 3-stupňových převodovek z hlediska minimálního objemu skříně převodovky. *Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské - Technické univerzity Ostrava. Řada strojní d.* Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012, 58(1), 99-104. [cit. 2016-02-23]. ISSN 1804-0993. Dostupné z: <http://transactions.fs.vsb.cz/2012-1/1901.pdf>

[22] KLOS, Zdeněk a Jiří HAVLÍK. Optimum allocation of the total transmission ratio of multistage transfers to partial gear ratios in terms of minimum length of the gearbox. Optimální rozdělení celkového převodového poměru vícešupňových převodů na dílčí převodové poměry z hlediska minimální délky převodovky. *Sborník referátů 52. konference kateder částí a mechanismů strojů s mezinárodní účastí.* Ostrava: VŠB - Technická Univerzita Ostrava, 2011, s. 111-114. ISBN 978-80-248-2450-5.

[23] KLOS, Zdeněk a Jiří HAVLÍK. Příspěvek k optimálnímu navrhování vícešupňových evolventních převodů z hlediska minimální délky. *51. Medzinárodná vedecká konferencia katedier časti a mechanizmov strojov.* Košice: C-Press, 2010, s. 125-130. ISBN 978-80-970-294-1-8.

ŽIVOTOPIS

Osobní údaje

Jméno a příjmení, titul: Zdeněk Klos, Ing.
Datum narození: 9. 3. 1984
Místo narození: Zlín, Česká republika
Národnost: česká
Státní příslušnost: Česká republika
Telefon: +420 732 585 171
Email: zdenek.klos@seznam.cz



Technická praxe

2016 – současnost: IG Watteeuw ČR s.r.o., konstruktér převodovek drážních pohonů.
2012 – 2016: Siemens Electric Machines s.r.o., konstruktér synchronních a asynchronních motorů a synchronních generátorů.

Pedagogická praxe

2009 – 2012: Vedení cvičení odborných předmětů na školícím pracovišti.
(VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní,
Katedra částí a mechanismů strojů)

Ukončené vzdělání

2007 – 2009: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, magisterské prezenční studium, Katedra částí a mechanismů strojů, Ing.
2003 – 2007: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, bakalářské prezenční studium, Katedra částí a mechanismů strojů, Bc.
1999 – 2003: SPŠ Zlín, CAD-CAM strojírenství.

CURRICULUM VITAE

Personal data

Name and Surname, degree: Zdeněk Klos, Ing.
Date of birth: 9. 3. 1984
Place of birth: Zlín, Czech Republic
Nationality: Czech Republic
Self-phone number: +420 732 585 171
Email: zdenek.klos@seznam.cz



Technical experience

2016 – Present: IG Watteeuw ČR s.r.o., designer of railways drives gearboxes.
2012 – 2016: Siemens Electric Machines s.r.o., designer synchronous and asynchronous motors and synchronous generators.

Teaching experience

2009 – 2012: Leadership of seminars on training institutes.
(VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms)

Finished education

2007 – 2009: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, master's full-time study, Department of Machine Parts and Mechanisms, Ing.(MSc.).
2003 – 2007: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, bachelor's full-time study, Department of Machine Parts and Mechanisms, Bc.(BSc.).
1999 – 2003: SPŠ Zlín, CAD-CAM mechanical engineering.